

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Měřicí trať odstředivého čerpadla

Measurement Stand for Centrifugal Pump

Student:

Bc. Vít Kowolowski

Vedoucí ročníkového projektu:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vít Kowolowski**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Měřicí trať odstředivého čerpadla**
Measurement Stand for Centrifugal Pump

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce vyřešte rekonstrukci měřicí trati odstředivého čerpadla v místnosti G 315 na VŠB-TU Ostrava, včetně popisu použitých měřicích přístrojů, výpočtu měřicí clonové trati a způsobu měření rozhodujících energetických charakteristik. Součástí práce bude výkresová dokumentace potrubního systému a dokumentace pro instalaci měřicích přístrojů poloprovozní měřicí trati.

Seznam doporučené odborné literatury:

KADRNOŽKA, J. *Lopatkové stroje*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.

PACIGA, A. *Projektovanie a prevádzka čerpaczej techniky*. první. Bratislava : Alfa, 1990. 438 s. ISBN 80-05-00650-0.

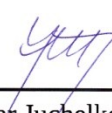
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 15. 5. 2012


.....

Bc. Kowolowski Vít

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2012



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Vít Kowolowski

Adresa trvalého pobytu autora: 739 98 Mosty u Jablunkova 359

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za odborné vedení, poskytování rad a pomoc při uspořádávání jednotlivých kapitol do celku. Dále bych chtěl poděkovat všem osloveným dodavatelům a výrobcům navrhovaných komponentů měřicí trati za rychlé, ochotné jednání a poskytnutí materiálů k této práci. V neposlední řadě taky novému zaměstnavateli za trpělivost, kdy ne všechny mé pracovní aktivity byly cele pracovními.

Bc. Vít Kowolowski

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. KOWOLOWSKI, V. *Měřicí trať odstředivého čerpadla: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 68 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce řeší návrh potrubní trati, spolu s měřidly a čerpadlem, tak aby bylo možné provádět měření pro určování rozhodujících energetických charakteristik čerpadla. Jsou zde vypočteny parametry měřicí trati podle druhu zatížení, je proveden výpočet a návrh clonového měření, včetně návrhu pro zpětné přepočítávání průtoku v závislosti na naměřeném diferenčním tlaku na cloně. Dále je řešen celkový průběh tlakových ztrát v systému i při regulaci na výtlaku a podle něj je vybráno a zakomponováno čerpadlo do systému. V závislosti na provedených výpočtech charakteristik trati jsou určeny typy měřidel i se správnou instalací pro dostatečně přesné měření průtoku, tlaku a hladiny. Všechny výpočty a navržené komponenty jsou potom základem pro zpracování výkresové dokumentace k případné realizaci, a k určení cenových nákladů při pořizování takovéto měřicí trati.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Bc. KOWOLOWSKI, V. *Measurement Stand for centrifugal pump: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 68 s. Supervisor: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

This thesis deals with the proposal of the pipeline route, together with gauges and pump, so that it is possible to take measurements for determining deciding energy characteristics of the pump. There are parameters of the measurement route calculated according to the type of load, calculation and the proposal of the orifice plate measurements including the proposal of the regressive recalculating of the flow depending on the measured differential pressure on the orifice plate. Following is dealing with the overall progress of the pressure losses in the system also while the regulation of the displacement and according to this the pump is chosen and placed into the system. Types of measuring instruments together with the correct installation for sufficiently accurate measurements of flow, pressure and level are determined depending on the performed calculations of the route characteristics. All calculations and proposed components are then the basis for processing drawing documentation for possible implementation, and to determine the cost price while making such a measuring route.

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
0 Úvod.....	11
1 Hydrodynamická čerpadla	11
2 Provozní poměry čerpadel.....	13
2.1 Měrná energie čerpadla.....	13
2.2 Charakteristika potrubí	14
2.3 Mezná sací energie čerpadla.....	16
3 Tlakové ztráty.....	17
4 Kovová potrubí, konstrukce a výpočet	20
4.1 Uvažovaná zatížení pro dimenzování.....	21
4.2 Tloušťka stěny	22
4.3 Konstrukce potrubních částí zatížených vnitřním tlakem.....	23
4.4 Konstrukce potrubních částí zatížených vnějším tlakem	24
5 Armatury.....	24
5.1 Uzavírací armatury	26
5.2 Regulační armatury	27
6 Měření.....	29
6.1 Měření tlaku	29
6.2 Měření průtoku	33
6.2.1 Průřezové průtokoměry – clona	35
6.2.2 Ultrazvukové průtokoměry – princip činnosti	41
6.2.3 Indikátory hladiny	42
7 Výchozí parametry pro návrh měřící trati	44
8 Návrh světlosti potrubí	45
9 Návrh tloušťky potrubí.....	45
9.1 Stanovení tloušťky na výtlačné vetvi.....	45
9.2 Stanovení tloušťky na sací větvi	48
9.3 Stanovení parametrů ostatních potrubních komponentů.....	51
10 Návrh clonového měření průtoku	52

11	Tlakové ztráty měřící tratě.....	55
12	Navržení a vsazení čerpadla do měřící tratě.....	56
13	Návrh a stanovení rozsahu měřidel měřící tratě	58
14	Cenová kalkulace pro realizaci měřící tratě	63
15	Závěr	65
16	Literatura	66
17	Seznam obrázků	67
18	Seznam tabulek.....	68
19	Seznam příloh	68

Seznam použitých značek a symbolů

b	šířka oběžného kola	[m]
c	vektor absolutní rychlosti kapaliny	[m.s ⁻¹]
C	součinitel průtoku	[-]
c_m	meridiánová rychlost	[m.s ⁻¹]
c_{max}	maximální rychlost v potrubí	[m.s ⁻¹]
c_s	sací rychlost	[m.s ⁻¹]
c_u	unášivá rychlost	[m.s ⁻¹]
c_{UO}	rychlost ultrazvukového vlnění	[m.s ⁻¹]
c_v	výtlačná rychlost	[m.s ⁻¹]
D	průměr	[m]
d	průměr potrubí	[m]
d_0	vnější průměr	[m]
dm	hmotnostní element tekutiny	[kg]
DN	jmenovitá světlost	[mm]
d_{OP}	průměr odběru tlaku na cloně	[mm]
d_v	vnitřní průměr	[m]
e	měrná energie	[J.kg ⁻¹]
F	síla	[N]
f	dovolené namáhání potrubí	[MPa]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
H_g	celková geodetická výška	[m]
H_{gS}	geodetická výška sací	[m]
H_{gV}	geodetická výška výtlačná	[m]
k	hydraulická drsnost stěn v potrubí	[m]
k_{VS}	průtokový součinitel armatury	[m ³ .hod ⁻¹]
l	délka potrubního úseku	[m]
L_{PC}	zklidňující délka před clonovým měřením	[mm]
L_{ZC}	zklidňující délka za clonovým měřením	[mm]
M	moment	[N.m]
n	otáčky oběžného kola	[Hz]
P	výkon čerpadla	[W]
p_0	pracovní tlak	[Pa]
p_a	tlak barometrický	[Pa]
p_c	výpočtový tlak	[Pa]

p_{ms}	manometrický tlak v sání	[Pa]
$p_{ms,kav}$	mezny sací tlak, při vzniku kavitace	[Pa]
p_{mv}	manometrický tlak na výtlaku	[Pa]
P_N	jmenovitý tlak	[bar]
p_s	tlak v sání absolutní	[Pa]
p_v	tlak na výtlaku absolutní	[Pa]
Q	průtok obecně	
Q_m	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q_{max}	maximální průtok systémem	[m ³ .s ⁻¹]
Q_v	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
R	délková ztráta třením	[Pa.m ⁻¹]
R	radius ohybu	[mm]
r_0	korozní a erozní přídavek tl. trubky	[mm]
r_1	absolutní hodnota záporné úchytky tl. trubky	[mm]
r_2	přídavek pro možné zmenšení tloušťky	[mm]
R_a	drsnost povrchu	[μm]
Re	Reynoldsovo kritérium	[-]
Re_D	Reynoldsovo kritérium pro D clony	[-]
Re_{Ht}	horní mez kluzu při výpočtové teplotě	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
$R_{p0,2t}$	smluvní mez kluzu při výpočtové teplotě	[MPa]
S	velikost průřezu dané části	[m ²]
t	teplota	[°C]
t_0	pracovní teplota	[°C]
t_c	výpočtová teplota	[°C]
u	vektor unášivé rychlosti kapaliny	[m.s ⁻¹]
V_{max}	maximální objem nádoby	[m ³]
w	vektor relativní rychlosti kapaliny	[m.s ⁻¹]
y	manometrická výška	[m]
y_s	manometrická výška sací	[m]
Y_s	sací energie	[J.kg ⁻¹]
$Y_{s,max}$	maximální sací energie	[J.kg ⁻¹]
Y_{ST}	měrná energie statická	[J.kg ⁻¹]
Y_{SV}	měrná energie čerpadla	[J.kg ⁻¹]
y_v	manometrická výška výtlačná	[m]
Y_Z	hydraulické ztráty	[J.kg ⁻¹]

Y_{ZS}	hydraulické ztráty v sání	$[J.kg^{-1}]$
Y_{ZV}	hydraulické ztráty na výtlaku	$[J.kg^{-1}]$
z	součinitel hodnoty spoje	$[-]$
Δp	diferenční tlak	$[Pa]$
Δp_F	tlaková ztráta vlivem místních odporů	$[Pa]$
Δp_{FC}	tlaková ztráta clony	$[Pa]$
Δp_{RF}	celková tlaková ztráta	$[Pa]$
α	úhel (obecně)	$[^{\circ}]$
β	poměrné zúžení	$[-]$
ε	min. požadovaná tl. stěny trubky bez přídavků a úchylek	$[mm]$
ε	expanzní součinitel	$[-]$
ε_a	analyzovaná tloušťka stěny trubky	$[mm]$
ε_{ext}	min. požadovaná tl. stěny kolene na vnější str. bez přídavků a úchylek	$[mm]$
ε_{int}	min. požadovaná tl. stěny kolene na vnitřní str. bez přídavků a úchylek	$[mm]$
ε_n	jmenovitá tloušťka	$[mm]$
ε_{ord}	objednaná tloušťka	$[mm]$
ε_p	přídavná tloušťka plynoucí z výběru trubky	$[mm]$
ε_r	min. požadovaná tl. stěny trubky s přídavky a úchyly	$[mm]$
η	účinnost	$[-]$
λ	součinitel délkové třecí ztráty	$[-]$
λ_l	součinitel délkové ztr. při laminárním proudění	$[-]$
λ_p	součinitel délkové ztr. v přechodové obl. proudění	$[-]$
λ_t	součinitel délkové ztr. při turbulentním proudění	$[-]$
ξ	součinitel místní třecí ztráty	$[-]$
ρ	hustota tekutiny	$[kg.m^{-3}]$
τ	čas	$[s]$
u	kinematická viskozita	$[m^2.s^{-1}]$
ω	úhlová rychlost oběžného kola	$[rad.s^{-1}]$

Jednotky zde uvedené (nebo jejich násobky) jsou použité ve většině případů v práci, pokud je veličina dosazovaná do vztahu v jiných jednotkách, vyplývá to z kontextu a je to vždy zdůrazněno.

0 Úvod

Čerpadla zaujímají mezi energetickými stroji významnou skupinu sloužící k dopravě a zvyšování tlaku kapalin obecně, jsou elementárním prvkem řady strojních zařízení a lze je zařadit mezi nejrozšířenější stroje, vyskytující se ve všech hospodářských odvětvích.

Pro správné navržení, optimální provoz a údržbu je třeba znát řadu zákonitostí z oblasti hydromechaniky a termomechaniky a velmi dobře chápat transformace mezi jednotlivými formami energie. Při studiu teoretických základů zejména přírodních a technických věd je velmi zdatným pomocníkem možnost aplikovat poznatky získané studiem v praxi. Pro tyto účely se na vysokých školách zavádí různé metody experimentální výuky – měření, výpočty, analýzy atp.

Aby tedy bylo možné „osahat si“ a pochopit základní principy funkce čerpadel, je smyslem této práce **navrhnout zařízení sestávající z hydrodynamického čerpadla a měřící trati**, umožňující studentům studijního programu „Energetické stroje a zařízení“ měřit charakteristické veličiny při různých provozních stavech a na základě získaných naměřených hodnot určit parametry čerpadla, hledat optimální provozní stav čerpadla, či další hydrodynamické závislosti dané dodáváním energie kapalině (např. tlakové ztráty na zvyšujícím se průtoku apod.).

Úkolem by mělo být sestavení poloprovodní měřící tratě, tj. nalezení vhodného čerpadla a měřících přístrojů, navržení potrubí sací a výtlačné větve, armatur a akumulčních nádob s ohledem na geometrické rozměry a přiměřené investiční náklady, tak, aby laboratorní měření prováděna na tomto zařízení umožnila studentům prezenčního i kombinovaného studia názorně pochopit danou problematiku v praxi.

1 Hydrodynamická čerpadla

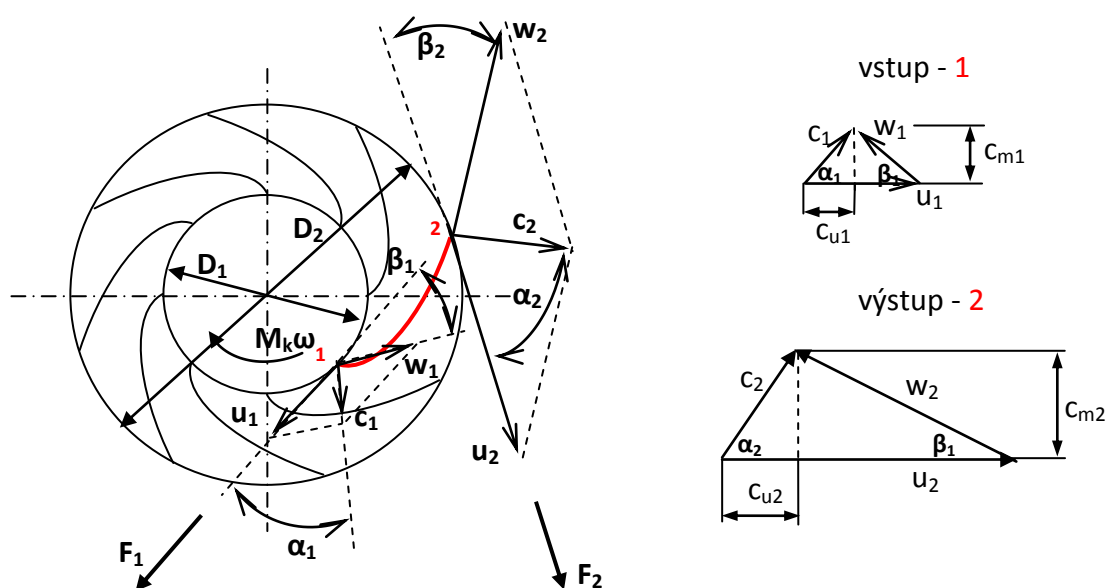
Princip přeměny mechanické energie na energii hydraulickou probíhá nepřímo, kde zprostředkovatelem je kinetická energie kapaliny, což znamená, že tlaková energie kapaliny a mechanická práce se vzájemně transformují nepřímo. Tlak kapaliny p je hydrodynamický a je funkcí kinematických hodnot proudového pole kapaliny, tj. rychlosti a polohy. Rychlostní poměry v oběžném kole hydrodynamického čerpadla jsou na obr. 1-1, kde transformace mech. energie na hydraulickou začíná na vstupní hraně oběžné lopatky 1 a končí na její výstupní hraně 2. Charakteristickým prvkem průtokové části jsou kanály tvarované ve formě difuzoru.

Dalším typickým znakem hydrodynamického čerpadla je (na rozdíl od hydrostatických), že se dodávka média systémem kanálů pracovní části uskutečňuje kontinuálně (vstup a výstup stroje je trvale propojen).

Pro kinematické poměry v oběžném kole platí: $\vec{c} = \vec{v} + \vec{\omega} \times \vec{r}$ (1)

\vec{c} je vektor absolutní rychlosti kapaliny

\vec{u} je vektor unášivé rychlosti kapaliny
 \vec{w} je vektor relativní rychlosti kapaliny



obr. 1-1 Kinematické poměry oběžného kola [3]

c_m a c_u jsou doplňujícími složkami absolutní rychlosti. Meridiánová rychlost c_m souvisí s průtokem kapaliny Q dle rovnice kontinuity:

$$Q_v = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

kde D , b [m] jsou průměr a šířka oběžného kola.

Hybná složka absolutní rychlosti c_u ovlivňuje velikost měrné energie Y , podle vztahu (7). Element hmotnosti kapaliny dm při průtoku rotorovou částí má hybnost $dm \cdot c$, jejíž časová změna $\frac{d}{dt}$ udává silový účinek oběžné lopatky na kapalinu. Pro kapalinu protékající strojem za jednotku času platí vektorový vztah [3]:

$$\frac{d}{dt} \int dm \cdot \vec{c} = \vec{F} = Q \cdot \rho [kg \cdot s^{-1}] \cdot \vec{c}_u [m \cdot s^{-1}] \quad [N] \quad (3)$$

Vektory \vec{c} a \vec{F} mají stejný směr a smysl. Síla F vyvozuje k ose otáčení rotorové části moment:

$$M \approx r \frac{D}{2} \quad [Nm] \quad (4)$$

Kapalina protékající oběžným kolem mění hybnost mezi vstupem a výstupem oběžného kola, takže celková změna momentu hybnosti bude [3]:

$$M = r_2 \frac{D_2}{2} - r_1 \frac{D_1}{2} = \frac{2\rho}{2} \cdot Q_2 c_{u2} - Q_1 c_{u1} \quad [Nm] \quad (5)$$

Vynásobením tohoto vztahu úhlovou rychlostí oběžného kola ω dostáváme teoretický výkon hydrodynamického stroje:

$$P \approx M \cdot \omega = \rho \cdot \left(c_{u2} - c_{u1} \right) \quad [\text{W}] \quad (6)$$

$$\left(c_{u2} - c_{u1} \right) = \tau \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7)$$

Vztah (7) je tzv. Eulerova pracovní rovnice udávající měrnou energii hydrodynamického stroje pomocí hybných složek – absolutní rychlosti c_u a unášivé rychlosti u [3]. Z toho vyplynou kvalitativní vztahy pro P a M , které jsou obecně platné pro hydrodynamické stroje (tedy nejen pro čerpadla, ale např. i turbíny, reverzibilní hydraulické stroje apod.):

$$P = \rho \cdot Y \quad [\text{W}] \quad (8)$$

$$Y \approx \Delta \left(u \right)^2 \approx \left(D \right)^2 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (9)$$

$$Q \approx \Delta \cdot c \approx \Delta^2 \cdot u \approx \Delta^3 \cdot n \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10)$$

$$P = \rho \cdot Y \approx \left(\Delta^3 n \right) \cdot \rho \left(D^2 \right) \approx \Delta^3 D^5 \quad [\text{W}] \quad (11)$$

$$M \approx \frac{P}{n} \approx \rho^2 D^5 = f(n) \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$

Výkony u hydrodynamických čerpadel jsou nepoměrně vyšší než u statických jednotek a z provozního hlediska je velmi důležitý vztah (12), který znamená plynulý rozběh a doběh strojů.

2 Provozní poměry čerpadel

Čerpadlo pracuje v systému, který k němu přivádí a odvádí kapalinu (např. potrubí kanál), obě složky zařízení spolupracují a je úkolem projektanta zařízení, aby optimálně sladil provozní podmínky zařízení (např. kapacitu vodovodní sítě a čerpací stanice) [3]. Vzhledem k tomu, že provoz čerpadel v potrubní síti je velmi závažnou problematikou projektanta, nutno věnovat zvýšenou pozornost systému čerpadlo – potrubní řád (viz. kap. 2.1 až 2.3).

2.1 Měrná energie čerpadla

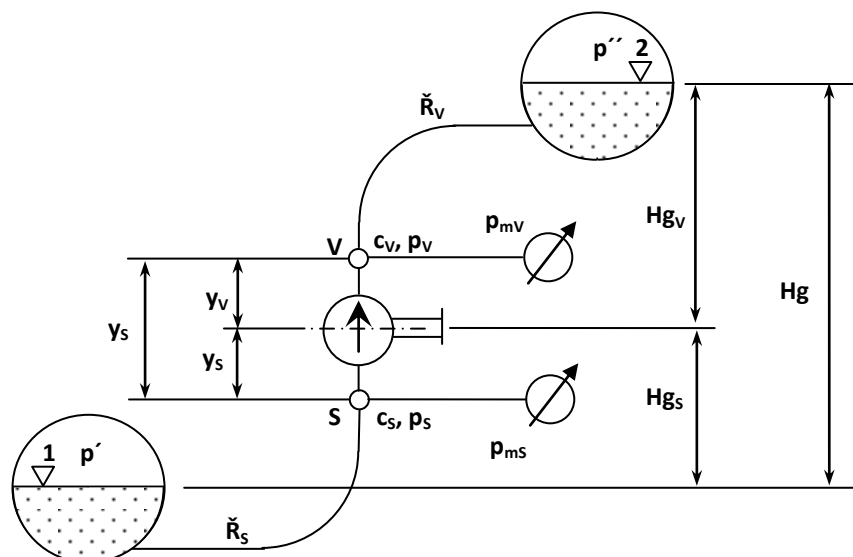
Obecně čerpadlo dopravuje kapalinu ze sací nádrže s hladinou 1 sacím řádem \check{R}_s přes výtlačný řád \check{R}_v do výtlačné nádrže s hladinou 2 (viz. obr.2-1):. Pro žádaný průtok Q musí čerpadlo vyvinout potřebnou měrnou energii mezi hrdly sacím **S** a výtlačným **V**, tj. Y_{sv} , která je pro ustálený proces čerpání dána

$$Y_{sv} = \left(\frac{p_v}{\rho} + \tau \cdot y + \frac{c_v^2}{2} \right) - \left(\frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} \right) = \frac{p_v - p_s}{\rho} + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2} + \tau \cdot y \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (13)$$

Takto definovaná měrná energie čerpadla Y_{sv} [3, str. 28] je současně předpisem pro její vyhodnocení, při garančních zkouškách čerpadla. Tlaky kapaliny na hrdlech čerpadla se

měří manometry jako relativní vzhledem k tlaku atmosférickému p_a , tlaky naměřené na manometrech (p_{ms} a p_{mv}) souvisejí s tlaky absolutními p_s a p_v , které jsou použity ve výpočtech, podle vztahu:

$$p_{s(v)} = p_a - + p_{ms(mv)} \quad [\text{Pa}] \quad (14)$$



obr. 2-1 Schéma systému potrubní řád – čerpadlo [3]

Rychlost kapaliny na vstupu a výstupu z čerpadla c_s a c_v se určí pomocí změřeného (nebo daného) průtoku Q a světlosti hrdel čerpadla d_s a d_v čerpadla z rovnice kontinuity [3]:

$$Q_v = \frac{\pi l^2}{4} \cdot c \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (15)$$

2.2 Charakteristika potrubí

Pro projekční účely se měrná energie čerpadla Y_{SV} stanoví z okrajových podmínek sací a výtlačné nádrže kapaliny, předpokládáme ustálené proudění v systému bez kolísání hladin v nádržích, pak pro sání (úsek 1-S, obr. 2-1) je energetická bilance (vztažná hladina je totožná s hladinou kapaliny v sací nádrži):

$$\frac{p'}{\rho} + 0 = H_{g_s} - \sum \zeta_s \frac{v_s^2}{2} + \frac{v_s^2}{2} + \sum \zeta_{zs} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (16)$$

kde Y_{zs} jsou hydraulické ztráty v sacím řádu a tlaková měrná energie $\frac{p'}{\rho}$ je hnací energií pro pohyb kapaliny v sacím řádu.

Pro výtlačný řád (úsek V-2, obr. 3-1) z vztažnou hladinou na úrovni výtlačného hrdla:

$$\frac{p_v}{\rho} + \frac{v_v^2}{2} = H_{g_v} - \sum \zeta_v \frac{v_v^2}{2} + \frac{v_v^2}{2} + 0 + \sum \zeta_{zv} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (17)$$

kde Y_{zv} jsou analogicky hydraulické ztráty ve výtlačném řádu. Poněvadž je předpoklad ustáleného stavu v provozu systému čerpadlo-potrubní řád lze z rovnic (16) a (17) členy měrných energií p_s/ρ a p_v/ρ dosadit do definiční rovnice měrné energie čerpadla Y_{sv} :

$$Y_{sv} = \frac{v''^2 - v'^2}{2\rho} + \zeta \cdot H_g + \zeta_z \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (18)$$

Výraz definuje měrnou energii čerpadla z okrajových podmínek nádrží kapaliny, kde H_g [m] je geodetická výška, Y_z [J.kg^{-1}] jsou hydraulické ztráty v celém systému vyjma čerpadla.

Zde je možná vhodné doplnit výklad o poznámky z přednášek „Energetické stroje“ přednášené panem doc. Ing. Kamilem Kolarčíkem, CSc. [7]. Vztahy (16) až (18) jsou odvozeny k obr. 2-1, podle [3], což pro daný případ je zjevně správně, ovšem výraz (18) pro **měrnou energii čerpadla je lépe uvádět ve tvaru (19), která bere v potaz všechny energie k transformaci v systému potrubí – čerpadlo:**

$$Y = \frac{v''^2 - v'^2}{2\rho} + \zeta \cdot H_g + \zeta_z + \frac{v_v^2 - v_s^2}{2} \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (19)$$

Pro případ na obr. 2-1 je zřejmé, že změna kinetické energie ve výrazu (19) je nulová, tedy dostáváme (18), ovšem při situaci, kdy např. na výtlačku není uzavřená tlaková nádoba a je třeba uvažovat dostřik z potrubí o velké rychlosti c_v , musí se počítat s členem pro kin. energii. **Vždy je nutno uvažovat, která složka v (19) je dominantní a podle ní zvažovat měrnou energii čerpadla [7].**

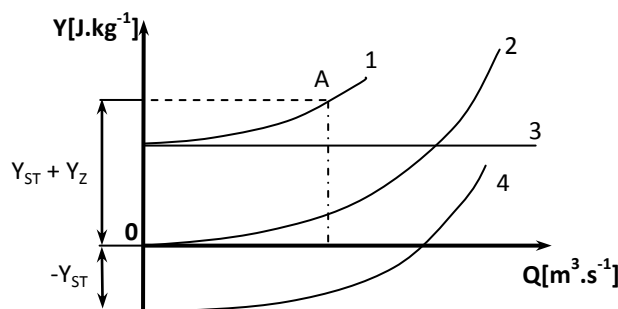
Pro ustálený provoz systému jsou první dva členy rovnice (18) nezávislé na průtoku a nazývají se měrnou energií statickou Y_{ST} [3]:

$$Y_{ST} = \frac{v''^2 - v'^2}{2\rho} + \zeta \cdot H_g \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (20)$$

Hydraulické ztráty Y_z jsou závislé na průtoku a představují dynamickou složku energie potřebnou k průtoku kapaliny potrubím:

$$Y_z = f(Q^2) \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (21)$$

Takže výraz $Y_{ST} + Y_z$ definuje **charakteristiku potrubí** (obr. 2-2)



obr. 2-2 Případy charakteristiky potrubí [2]

Typické průběhy na obr. 2-2:

- a) případ 1, nejtypičtější ($Y_{ST} \neq 0, Y_Z \neq 0$)
- b) případ 2, horizontální doprava mezi otevřenými nádržemi ($Y_{ST} = 0$)
- c) případ 3, velmi krátké potrubí ($Y_Z \rightarrow 0$)
- d) případ 4, samospádové potrubí ($Y_{ST} < 0$), typické v energetice (např. kondenzační čerpadla, napájecí čerpadla parogenerátorů)

2.3 Mezná sací energie čerpadla

Velmi důležitým prvkem při čerpání kapalin, je situování čerpadla vzhledem k sacímu potrubí a správné dimenzování tohoto sacího řádu. Jak je vidět na obr. 2-1 tlak kapaliny v sání od místa 1 až k pracovnímu elementu čerpadla v důsledku ztrát v potrubí a zvyšování potenciální energie kapaliny neustále klesá a mohlo by dojít až k poklesu tlaku na tlak nasycených par p_t (tekutinou je voda), popř. na tlak, kdy dochází k vylučování plynů z kapaliny (tekutinou je olej, či jiná kapalina z nízkou tenzí par), tudíž by došlo ke kavitaci a průvodním jevům s ní spojenými (přerušeni sloupce kapaliny, rázy, eroze...) [3].

Sledujme proto energetické poměry v sacím řádu čerpadla. Energetická rovnice mezi místem 1 a S byla uvedena ve vztahu (16). Potřebná tlaková měrná energie, která kapalinu vytlačí z místa 1 až k ose čerpadla (musí být větší, než tlak při kterém kavitace vzniká) je:

$$\frac{p'_1 - p_s}{\rho} + \zeta \cdot y_s = \zeta \cdot Hg_s + \frac{v_s^2}{2} + \zeta_{zs} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (22)$$

Zdvihání kapaliny v sacím řádu, rychlostní energie a ztráty v potrubí jsou tedy hrazeny z tlaku v sací nádrži p'_1 . V případě, že je sací nádrž větraná ($p'_1 = p_b$ – barometrický tlak) bývá výraz (23) nazýván sací energií Y_s :

$$Y_s = \frac{p_b - p_s}{\rho} + \zeta \cdot y_s = \frac{p_{ms}}{\rho} + \zeta \cdot y_s \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (23)$$

p_{ms} je hodnota manometrického (relativního) tlaku na sacím hrdle čerpadla:

$$p_{ms} = p_b - p_s \quad [\text{Pa}] \quad (24)$$

Aby tlak p_s na sacím hrdle byl co největší (možnost kavitace omezena na minimum), dimenzujeme sací potrubí co největší (malé rychlosti → malé ztráty), čerpadlo umísťujeme co nejnižší vzhledem k sací nádrži (malá geodetická výška), případně pod sací nádrž, sací potrubí projektujeme co možná nejkratší s minimem ohybů a armatur (minimum hydraulických ztrát) [3].

Z hlediska mezních možností čerpadla je důležité znát maximální sací energii Y_{smax} , která je podle vztahu (23) dána maximálním podtlakem na sacím hrdle $p_{ms\text{ kav}}$, kdy dochází ke vzniku kavitace v měřítku ohrožujícím výkonové parametry čerpadla, nebo dokonce materiál funkčních částí. Tato měrná sací energie je vnější charakteristikou čerpadla a je jeho

přidruženým parametrem. Zjišťuje se měřením, kdy v uzavřeném měřicím okruhu se při stálém průtoku Q , stálých otáčkách n , a stálé teplotě kapaliny τ snižuje tlak ve výtlačné i sací nádrži a Y_{SV} zůstává stejná. Tím se snižuje tlak na sacím hrdle p_{ms} až do hodnoty, kdy vlivem nastávající kavitace poklesne i měrná Y_{SV} (popř. účinnost η , nebo vzroste příkon P). V tomto okamžiku jsme z hlediska mezních parametrů na mezi kavitace a příslušný p dosadíme do vztahu (23) ze kterého zjistíme Y_{Smax} , příslušnou danému průtoku Q .

Teplota kapaliny musí být stálá, neboť tenze par kapaliny je na ní závislá.

3 Tlakové ztráty

V kap. 2.2 byla zmíněna dynamická část charakteristiky potrubí, která zahrnuje veškeré hydraulické ztráty místní i délkové potrubního řádu. Je dána vztahem [3]:

$$Y_Z = \frac{c^2}{2} \cdot \left(\sum_i \xi_i + \sum \lambda_i \cdot \frac{l}{d} \right) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (25)$$

Problémem bývá správné ocenění součinitelů místních ztrát ξ_i . Správný výpočet tlakových ztrát (a tedy i charakteristiky potrubí) je základním předpokladem ekonomického provozu systému potrubí-čerpadlo. Stejně tak součinitel délkových třecích ztrát λ_i je proměnný a to i s dobou provozu potrubí (povrch potrubí se v průběhu provozu mění v důsledku koroze a inkrustací, neboť dopravovaná kapalina nikdy není čistá).

Rovnice ve vztahu (25) bývá často uváděna v jiném tvaru, přímo pro výpočet tlakové ztráty, pokud celou rovnici vynásobíme hustotou kapaliny, dostaneme:

$$\Delta p_{RF} = \sum_j^n l_j \cdot R_j + \Delta p_{Fj} \quad [\text{kPa}] \quad (26)$$

kde Δp_{RF} je tlaková ztráta třením o stěny trubek a místními odpory uváděna např. v [1] v jednotkách kPa, kde:

l je délka posuzovaného úseku potrubí v [m]

R je délková ztráta třením v $[\text{kPa} \cdot \text{m}^{-1}]$ viz. (27)

Δp_F představuje tlakovou ztrátu vlivem místních odporů v [kPa] viz. (28)

n je počet posuzovaných úseků

Délková ztráta třením R se stanoví ze vztahu [1]:

$$R = \frac{\lambda}{d_v} \cdot \frac{c^2}{2000} \cdot \rho \quad [\text{kPa} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (27)$$

d_v je vnitřní průměr trubky v [m]

λ je součinitel tření λ_i , λ_t nebo λ_p podle vztahů (29) až (31)

c je průtočná rychlost $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

ρ hustota vody v $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ 2)

tlaková ztráta vlivem místních odporů Δp_F [1]:

$$\Delta p_F = \sum_{i=1}^m \xi_i \cdot \frac{c_i^2}{2000} \cdot \rho \quad [\text{kPa}] \quad (28)$$

ξ_i je součinitel místního odporu uvedený v tab. 3-2 dle [1], nebo lépe stanovená přímo výrobcem.

Vztah pro výpočet součinitele tření λ se liší jak podle druhu proudění v potrubí, tak i podle různých autorů, zde jsou respektovány vztahy uvedené v [1], pro turbulentní proudění:

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot d_v} \right) \quad [-] \quad (29)$$

Což je tzv. White-Colebrookův vztah. Pro laminární oblast proudění se součinitel tření stanoví podle vztahu:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad [-] \quad (30)$$

A konečně pro přechodovou oblast potom:

$$\lambda_r = \lambda + \frac{\lambda - \lambda}{1680} \cdot \left(\text{Re} - 320 \right) \quad [-] \quad (31)$$

k je hydraulická drsnost stěn potrubí [m] viz. tab. 3-1

Re je Reynoldsovo číslo (jedno z kritérií pro čerpadla)

Materiál potrubí	Vlastnosti dopravované vody	Hydraulická drsnost k [mm]
Potrubí z hydraulicky hladkých trubek (trubky z plastů, nerezavějící oceli nebo vícevrstvé trubky s vnitřním plastovým povrchem, měděné a skleněné trubky)	studená a teplá voda	0,01
Potrubí z ocelových pozinkovaných a litinových trubek	studená voda	1,00
	teplá voda	2,00 ¹⁾
¹⁾ V případě, že voda nevytváří ve zvýšené míře inkrusty, je možné hydraulickou drsnost potrubí snížit, nejvíce však na hodnotu $k = 1,2 \text{ mm}$		

tab. 3-1 Hydraulická drsnost vnitřních stěn potrubí [1]

Reynoldsovo číslo stanovíme ze vztahu:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_v}{\nu} \quad [-] \quad (32)$$

kde ν je kinematická vizkozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]²⁾

Tvarovka či armatura		Součinitel místního odporu ξ pro jmenovitou světlost potrubí DN					
		≤ 15	20	25	32	40	≥ 50
Koleno	90°	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0
	45°	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Oblouk	Jednoduchý $r \geq 3d$	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	ostrý	2,0					
	mírný	1,0					
Tvarovka T	Odbočení (rozdělení)	1,5					
	Odbočení (spojení)	1,0					
	Průchod (rozdělení)	0,5					
	Průchod (spojení)	1,0					
	Protiproud	3,0					
Redukce na menší DN		0,5					
Redukce na větší DN		1,0					
Hrdlo čerpadla		1,5					
Vtok do nádrže		0,5					
Výtok z nádrže		1,0					
Zásobníkový ohřívač		3,0					
Kompenzátor osový		0,5					
Kompenzátor trubkový		2,0					
Přímý ventil		14,0	12,0	10,0	10,0	12,0	12,0
Ventil se šikmým sedlem		6,0	5,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Rohový ventil		16,0	14,0	-	-	-	-
Klínové šoupátko nebo kul. kohout		1,5	1,2	1,0	0,8	0,7	0,6
Zpětný ventil do svislého potrubí		12,0	10,0	8,0	8,0	4,3	3,8
Zpětný ventil univerzální		12,0	10,0	8,0	8,0	4,3	3,8
Zpětný ventil do ležatého potrubí		30,0	20,0	20,0	16,0	16,0	16,0
Zpětná klapka		7,5	7,5	7,0	7,0	6,5	6,0
Lapač nečistot šikmý (filtr se sítem)		4,9	5,4	7,5	6,0	6,0	5,5
Navrtávací pas s uzávěrem		-	-	5,0	5,0	5,0	5,0
Sací koš		-	-	-	16,0	16,0	14,0
Hodnoty jsou orientační (vyšší), přesné hodnoty se zjišťují u výrobce (dodavatele).							

tab. 3-2 Vybrané hodnoty součinitele místního odporu [1]

²⁾ Veličiny p a ν jsou závislé na tlaku a teplotě a lze je nalézt v např. v literatuře [1, příloha D. 1], případně jiných tabulkách. Tam kde to pro výpočet nemá zásadní význam je $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

4 Kovová potrubí, konstrukce a výpočet

Potrubí obecně slouží k dopravě médií, v drtivé většině případů se jedná o dopravu kapalin a plynů, nebo jejich směsí. Proto, abychom správně navrhli potrubní systém (tj. potrubí a celá řada dalších částí, např. spoje, tvarovky, armatury, pojistná zařízení atd.), musíme znát kromě druhu dopravované látky další 3 nejdůležitější údaje (minimálně). Jsou jimi jmenovitý tlak, jmenovitá světlost a tzv. pracovní stupeň, které jsou normalizovány.

Jmenovitý tlak PN je označení skupiny přetlaků uvnitř potrubí (při teplotách do 200 °C). Uvádí se jako desetinásobek tlaku v MPa (což je bar). Ve starší literatuře je možno se setkat s označením Jt. [8]

Jmenovitá světlost DN je přibližný vnitřní průměr potrubí uváděný v mm. Jeho dřívější označení bylo Js. [8]

Pracovní stupeň nemá zvláštní zkratku. Udává provozní teplotu dopravované kapaliny nebo plynu. Základní stupeň je *I* a označuje teplotu v rozmezí 0 – 200 °C. Pro teploty vyšší než 0 °C se používá označení *I - XI*, pro teploty pod bodem mrazu označení A – C. [8]

Pro určení vhodné světlosti DN je rozhodující požadované dopravované množství látky. Při výpočtu se vychází z rovnice kontinuity, tedy zjednodušeně vstupující množství tekutiny se musí rovnat vystupujícímu:

$$Q_m = Q_{v1} \cdot \rho_1 = Q_{v2} \cdot \rho_2 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (33)$$

Obecně po úpravě na kruhový průřez:

$$Q_m = Q_v \cdot \rho = \frac{\tau \cdot d^2}{4} \cdot c \cdot \rho \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (34)$$

Kde $c \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rychlost proudění dopravované látky v potrubí. Pro nejčastěji dopravované látky v potrubí se doporučují hodnoty uvedené v tab. 4-1:

Médium	$c \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Voda	0,5 - 2,5
Nízkotlaká vodní pára	10 - 15
Vysokotlaká vodní pára	20 - 40
Stlačený vzduch	2 - 15

tab. 4-1 Doporučené hodnoty rychlosti médií v potrubí [8]

Jedná se ovšem pouze o orientační rychlosti, konkrétní určení je závislé na konkrétním případě a jeho dalším posouzení. Z rovnice (34) již snadno určíme průměr d , který se pak zaokrouhlí na nejbližší rozměr DN.

Jmenovitý tlak a pracovní stupeň jsou důležité hodnoty pro stanovení tloušťky stěny potrubí. Posouzení tloušťky je však složitější a vychází z daného charakteru zatížení, způsobu provozování zařízení a dalších faktorů.

Každý potrubní systém je během své životnosti podroben četným zatížením. Tato zatížení mohou být jedním nebo kombinací z následujících zatížení [2]:

- Vnitřní a (nebo) vnější tlak
- Teplota
- Tíha potrubí a obsahu
- Klimatická zatížení
- Dynamické účinky tekutiny
- Pohyby podloží a staveb
- Vibrace
- Zemětřesení

Zatížení a jejich možné kombinace se musí zohlednit během konstrukce potrubního systému a jeho podpěr. Některé nepravděpodobné kombinace mohou být vyloučeny na základě studie uvažující pravděpodobnost jejich výskytu, poruchu systému obsahující tekutinu a zdravotní bezpečnostní následky. Tam kde je potrubní systém vystaven více než jedné podmínce tlak/teplota, musí být použité podmínky, které vedou na největší výpočtovou tloušťku.

4.1 Uvažovaná zatížení pro dimenzování

Pracovní tlak p_0 musí být nižší (nebo roven) než je nejvyšší dovolený tlak PS specifikovaný pro potrubní systém. **Pracovní teplota t_0** musí být nižší (nebo rovna) než je nejvyšší dovolená teplota TS specifikovaná pro potrubní systém.

Pokud uvažujeme soubor zatížení (p_0 , t_0) musí odpovídat nejnepříznivějším podmínkám současně působícího tlaku a teploty, které mohou dlouhodobě v potrubním systému existovat.

Výpočtový tlak p_c se musí určit pro tlakově teplotní podmínky (p_0 , t_0) specifikované výše a nesmí být menší než příslušný pracovní tlak p_0 . Musí se uvažovat následující minimální podmínky:

- a) $p_c = p_0 = PS$ s příslušnou hodnotou t_c , která je definovaná dále.
- b) t_c (viz. dále) pro $t_0 = TS$ s příslušnou hodnotou $p_c = p_0$

Výpočtová teplota t_c musí být maximální teplota, které se pravděpodobně dosáhne ve středu stěny potrubí při normálních provozních podmínkách při výpočtovém tlaku p_c . Výpočtová teplota se určuje následovně:

Pro vně neizolované a vnitřně nevyložené potrubní části se výpočet teploty provádí:

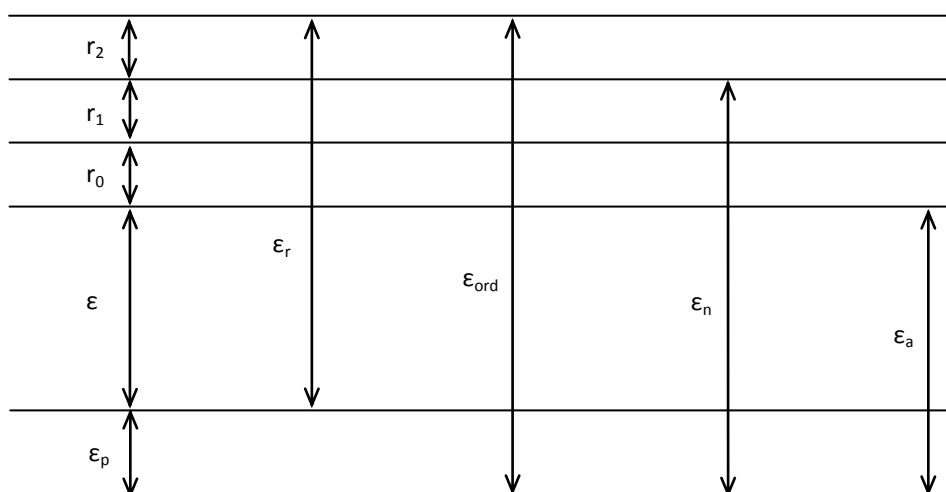
- a) pro teploty tekutiny pod 40 °C se bere za výpočtovou teplotu potrubní části teplota tekutiny
- b) pro teploty tekutiny 40 °C a vyšší, pokud není nižší průměrná teplota stěny určena zkouškou nebo výpočtem přenosu tepla, nesmí být výpočtová teplota pro neizolované potrubní části menší než hodnoty uvedené v [2, str. 16]

V ČSN EN 13480-3 [2] jsou uvedeny další možnosti určování výpočtové teploty pro jednotlivé případy, stejně tak další uvažovaná zatížení pro dimenzování (např. klimatická zatížení, dynamické účinky tekutiny atd.), avšak pro návrh daného systému mají malý, nebo zcela zanedbatelný vliv. Proto zde nejsou dále citovány.

Při návrhu potrubního systému a uvažovaných zatíženích je nutno brát v potaz všechny možné podmínky, které mohou nastat (např. zkušební podmínky, mimořádné provozní podmínky, zatížení při proplachu atd.) uváděny taktéž v [2], nenabývající ovšem v tomto případě zásadního významu.

4.2 Tloušťka stěny

Minimální tloušťka stěny se určí s ohledem na výrobu trubek a tvarovek. Koroze může být vnitřní nebo vnější nebo obojí současně. Hodnotu korozního přírůstku r_0 (může být klidně nulová, pokud není žádná koroze očekávána) určí výrobce podle charakteru, teploty, rychlosti atd. produktu, který je v kontaktu se stěnou. Všechny tloušťky stěny i s přírůstky jsou znázorněny na obr. 4-1.



obr. 4-1 tloušťka stěny použitelná pro přímé trubky i oblouky [2]

kde:

- ϵ minimální požadovaná tloušťka pro odolání tlaku bez přírůstků a úchylek vypočítaná podle vzorců uvedených v kap. 4.3 [mm]
- r_0 korozní a erozní přírůstek [mm]
- r_1 absolutní hodnota záporné úchyly z normy materiálu nebo poskytnutá výrobcem trubky [mm]
- r_2 přírůstek pro možné zmenšení tloušťky během výroby (např. ohybem) [mm]
- ϵ_r minimální požadovaná tloušťka s přírůstky a úchyly [mm]
- ϵ_p přírůstek tloušťky plynoucí z výběru objednané trubky ϵ_{ord} [mm]
- ϵ_{ord} objednaná tloušťka (kde r_2 je často rovno nule; např. přímá trubka) [mm]
- ϵ_n jmenovitá tloušťka (na výkresech) [mm]

ϵ_a analyzovaná tloušťka pevnostně kontrolované potrubní části [mm]

Analyzovaná tloušťka ϵ_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi a je dána $\epsilon_a = \epsilon + \epsilon_p$

nebo $\epsilon_a = \epsilon_{ord} - r_0 - r_1 - r_2$

Objednaná tloušťka ϵ_{ord} potrubní části musí být nejméně rovna hodnotě:

- a) $\epsilon_{ord} \geq \epsilon + r_0 + r_1 + r_2$ jestliže je úchylka r_1 vyjádřena v délkových jednotkách
- b) $\epsilon_{ord} \geq (\epsilon + r_0 + r_2) \cdot 100 / (100 - x)$ jestliže je r_1 vyjádřena v procentech x obj. tl.

4.3 Konstrukce potrubních částí zatížených vnitřním tlakem

a) přímé trubky

Minimální požadovaná tloušťka stěny přímé trubky bez přídavek a mezních úchylek ϵ se vypočítá následovně [2]:

Když je $d_0/d_v \leq 1,7$:

$$\epsilon = \frac{p_c \cdot d_v}{2f \cdot z - p_c} \quad [\text{mm}] \quad (33)$$

nebo

$$\epsilon = \frac{p_c \cdot d_0}{2f \cdot z + p_c} \quad [\text{mm}] \quad (34)$$

Když je $d_0/d_v > 1,7$:

$$\epsilon = \frac{d_0}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{f \cdot z - p_c}{f \cdot z + p_c}} \right) \quad [\text{mm}] \quad (35)$$

nebo

$$\epsilon = \frac{d_v}{2} \left(\sqrt{\frac{f \cdot z + p_c}{f \cdot z - p_c}} - 1 \right) \quad [\text{mm}] \quad (36)$$

kde f je dovolené namáhání [MPa], které musí být v souladu s následujícím:

$$f = \min \left(\frac{R_{eHt}}{1,9} \vee \frac{R_{p0,2t}}{1,9}; \frac{R_m}{3} \right) \quad [\text{MPa}] \quad (37)$$

přičemž:

R_{eHt} je min. specifikovaná hodnota horní meze kluzu při výpočtové teplotě [MPa]

$R_{p0,2t}$ je smluvní mez kluzu při dané teplotě [MPa]

R_m je mez pevnosti v tahu [MPa]

z je součinitel hodnoty spoje [-] a nesmí překračovat následující hodnoty [2]:

- pro zařízení podrobená destruktivnímu a nedestruktivnímu zkoušení, které potvrzuje, že celá sada spojů nevykazuje významné vady $z=1$
- pro zařízení podrobená namátkovému nedestruktivnímu zkoušení $z=0,85$
- pro zařízení nepodrobená nedestruktivnímu zkoušení jinému než vizuální kontrole $z=0,7$

b) potrubní ohyby a oblouky – tzv. normální postup

Minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavku a tolerancí se počítá [2]:

$$\varepsilon_{it} = \varepsilon \cdot \frac{\left(\frac{R}{d_0}\right) - 1,25}{\left(\frac{R}{d_0}\right) - 1,5} \quad [\text{mm}] \quad (38)$$

$$\varepsilon_{ext} = \varepsilon \cdot \frac{\left(\frac{R}{d_0}\right) + 1,25}{\left(\frac{R}{d_0}\right) + 1,5} \quad [\text{mm}] \quad (39)$$

kde ε_{int} je pro vnitřní stranu a ε_{ext} pro vnější stranu oblouku, přičemž hodnota ε se vypočítá podle vztahu (33) až (36) pro přímou trubku.

Všechny další potrubní části a jejich dimenzování je podrobně rozebráno v [2], není však možné vzhledem k rozsahu této práce uvádět všechny další postupy (např. pro redukce, dna, tvarovky apod.), jejich návrh ovšem bude plně v souladu s výše uvedenou normou.

4.4 Konstrukce potrubních částí zatížených vnějším tlakem

Vnější tlak, který se uvažuje pro účely výpočtu, je větší z maximálního vnějšího tlaku při provozních podmínkách a nebo zkušebních podmínkách. Tam, kde může vnitřní tlak klesnout pod atmosférický tlak následkem ochlazení tekutiny, bude vnější tlak roven 1bar pro jednoduchý potrubní předmět zatížený vnějším tlakem, nebo tlaku mezi dvěma plášti plus 1 bar pro opláštěné potrubí [2].

U potrubí, které je provozováno s vnějším tlakem, který nepřekračuje 1bar, se kontrola přípustnosti konstrukce nepožaduje, když jsou splněny následující podmínky [2]:

- potrubí je vyrobeno z uhlíkových ocelí nebo nízkolegovaných ocelí pro teplotu menší nebo rovnou 150 °C nebo z austenitické oceli pro teplotu menší nebo rovnou 50 °C
- $\varepsilon_a/d_0 \geq 0,01$

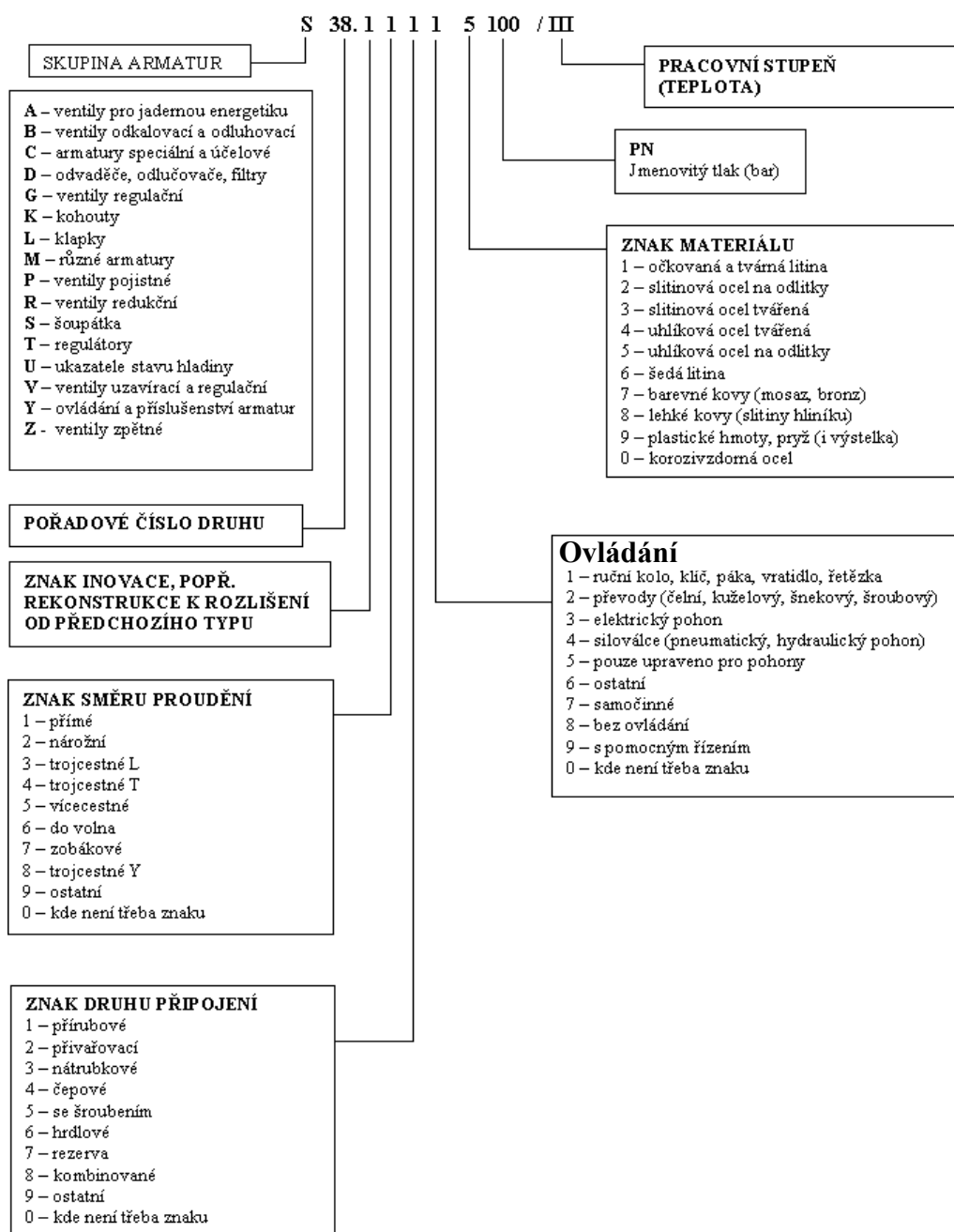
Pokud nejsou výše uvedené podmínky splněny je nutno postupovat dále v souladu s [2, kap. 9].

5 Armatury

Armaturou se rozumí všechny uzavírací, redukční, regulační, pojistné, upravující či měřicí členy na potrubí, sloužící zejména k řízení procesu dopravy daného média potrubním systémem. Na konstrukci armatur má vliv řada faktorů, zejména pak druh pracovního média a činnost, kterou bude armatura vykonávat.

Při charakteristice pracovního média jsou důležitými vlastnostmi: tlak, teplota, viskozita, jedovatost, chemická agresivita atd. Tyto vlastnosti ovlivňují zejména materiál, ze kterého bude armatura vyrobena.

Druhým faktorem, který ovlivňuje konstrukční provedení armatury je činnost, kterou bude armatura vykonávat tedy: uzavření nebo otevření průtoku média, regulace průtoku média, redukce tlaku média, jištění zařízení proti náhlému zvýšení tlaku pracovního média [9]. Jakým způsobem bude tato činnost prováděna a jaké konstrukční řešení bude pro daný typ armatury využito, má vliv na - v současné době - velmi širokou nabídku trhu, ve které je někdy problém se orientovat. Jeden ze zavedených způsobů označování armatur je uveden na obr. 5-1.



POZNÁMKA:

* U armatur speciálních (skupina C) číslo neodpovídá tomuto rozdělení

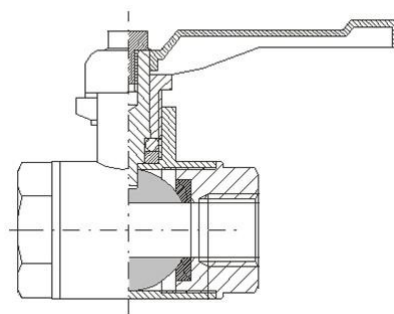
obr. 5-1 Schéma označování armatur [10]

Z hlediska návrhu měřicí trati čerpadla připadají do úvahy uzavírací a regulační armatury ovládané ručně, v běžném konstrukčním provedení.

5.1 Uzavírací armatury

Uzavírací armatury slouží buďto k úplnému uzavření dopravované látky, nebo k jejímu úplnému otevření. Nejznámější uzavírky jsou klapky a kohouty, dále pak ventily a šoupátka. Jen některé uzavírací armatury lze použít i jako regulační, důvodem je vyšlehání těsnících ploch při regulování a tím přestane plnit součást uzavírací vlastnosti. Proto se většina regulačních armatur mírně odlišuje v konstrukci dosedacích ploch (viz. kap. 5.2).

Kohout - jeho principem je otočná kuželka skrz kterou je vyroben průchozí otvor. Pokud je otvor umístěn ve směru proudící kapaliny pak volně protéká. Otočíme-li kuželku o 90°, uzavře se navzájem vstup a výstup. Kohouty se nedoporučuje používat k regulaci, protože především při malých průtocích hrozí nebezpečí poškození hran průchozího otvoru „vyšleháním“ [8]. Při přesné výrobě kuželky má kohout vysokou těsnost, dnes se však často místo kuželky používá otočná koule – tzv. kulový kohout, viz. obr. 5 – 2. Výhodou je rychlé uzavření potrubí, ovšem zejména u nestlačitelných tekutin z vysokou rychlostí je nutné uvažovat s tlakovými rázy.



obr. 5-2 Kulový kohout uzavírací, závitový [10]

Klapka – může sloužit také k regulaci dopravované látky, její nevýhodou je (obecně ³⁾) malá těsnost a velmi hrubá regulace. Uzavíracím (regulačním) členem je talíř nejčastěji kruhového tvaru, který rotuje kolem osy kolmé k ose průtoku pracovního média. Zvláštním druhem klapky je tzv. zpětná klapka (velmi často používaná), která funguje automaticky bez zásahu vnějšího činitele a zabraňuje zpětnému proudění tekutiny (např. při výpadku čerpadla, kompresoru apod.)

Ventily, šoupátka – se kromě uzavírací funkce velmi často používají i regulaci průtoku (pokud je odpovídající konstrukční provedení) proto je jejich konstrukce blíže popsána v kap. 5.2.

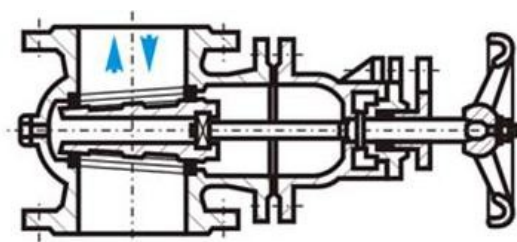
³⁾ Vše záleží na způsobu provedení a účelu použití, v průmyslových aplikacích je dnes klapka běžně používaným uzavíracím členem i regulátorem, ovšem regulace je pak prováděna pneu nebo elektropohonem s citlivou regulací a stojí za ní i nepoměrně vyšší cena.

5.2 Regulační armatury

Regulační armatura je zařízení, které se používá k regulaci průtoku pracovního média změnou průtočného odporu ventilu v závislosti na zdvihu kuželky. Podle konstrukčního provedení vlastní armatury dělíme regulační armatury do dvou základních skupin, a to:

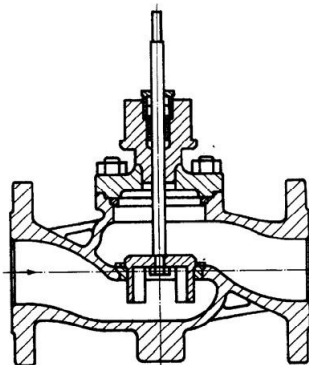
- a) regulační armatury s posuvným pohybem regulačního členu (do této skupiny řadíme regulační klapky a kohouty)
- b) regulační armatury s rotačním pohybem regulačního členu (do této skupiny řadíme regulační šoupátka a ventily)

Regulační šoupátko - regulačním orgánem je klín, který se při regulaci zasouvá mezi dvě těsnící plochy příčně ve směru proudění média (viz. obr. 5-3). Tento typ regulační armatury je charakterizován horší přístupností k těsnícím plochám v tělese vlastní armatury, z tohoto důvodu se požadované těsnosti dosahuje hůře než u jiných typů regulačních armatur. Regulační šoupátka se používají především pro oblast nízkých tlakových spádů a vyšších jmenovitých světlostí [9].



obr. 5-3 Schéma šoupátka [8]

Regulační ventil - regulačním orgánem je kuželka, která se posouvá ve směru nebo proti směru proudícího média, kolmo k rovině těsnících ploch. Ventil je ve své střední části esovitě prohnut, což způsobuje, že proud protékajícího média značně mění směr. Ventilu mají ve srovnání s ostatními regulačními prvky nejvyšší tlakovou ztrátu. Ventily se používají pro velký rozsah průtoků a mají vysokou odolnost proti nečistotám v pracovním médiu [9].



obr. 5-4 Schéma regulačního ventilu [9]

Tvarovaná kuželka je základním typem regulační kuželky. Průtočný průřez pro médium je vytvářen mezikružím mezi proměnným průměrem rotačně symetrické kuželky a

sedlem ventilu. Kuželka není v sedle vedena, z tohoto důvodu se používá v kombinaci s dvojitým vedením nad a pod kuželkou. Kuželka s výřezy je tvořena dutým válcem, v jehož stěně jsou provedeny tři a více výřezů. Velikost škrticího průřezu je řízena odkrýváním plochy regulačního výřezu horní hranou sedla. Kuželka je v celém průběhu regulačního zdvihu vedena v sedle. Děrovaná kuželka je tvořena dutým válcem, do jehož stěny je vyvrtána soustava děr s různým průměrem vlastních otvorů. Velikost škrticího průřezu je řízena odkrýváním pole těchto děr horní hranou sedla. Kuželka je v celém průběhu regulačního zdvihu vedena v sedle.

Základní charakteristiky regulačních ventilů

- a) **průtokový součinitel**, který je matematicky vyjádřený vztahem:

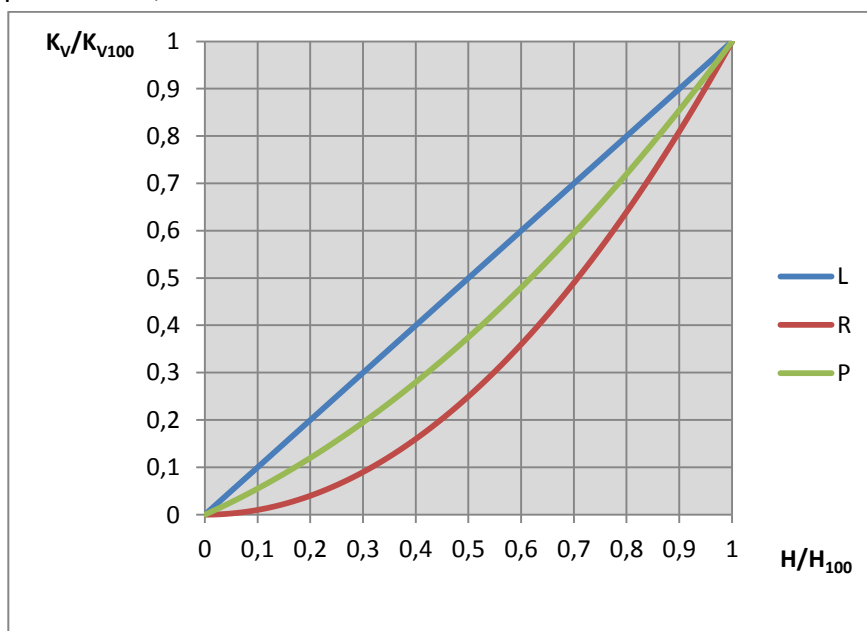
$$k_{VS} = \frac{Q_V}{\Delta p_F} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (40)$$

kde:

k_{VS} je průtokový součinitel definovaný jako objemový průtok vody $[\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$ o teplotě vody 15°C , který proteče danou regulační armaturou při plném otevření a dodržení tlakového spádu 1 bar. Q_V je objemový průtok $[\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$ a Δp_F je tlaková ztráta regulační armatury [bar].

Hodnota průtokového součinitele k_{VS} je udávána výrobcem armatury na základě známé maximální hodnoty objemového průtoku daným potrubním úsekem a podle požadované maximální tlakové ztráty armatury.

- b) **průtočná charakteristika regulační armatury** vyjadřuje závislost okamžitého průtokového součinitele na poloze uzávěru regulačního prvku. Rozeznáváme tři základní typy charakteristik a to charakteristiky lineární, rovnoprocentní a parabolické, viz. obr. 5-5



obr. 5-5 průtočné charakteristiky regulačního ventilu [9]

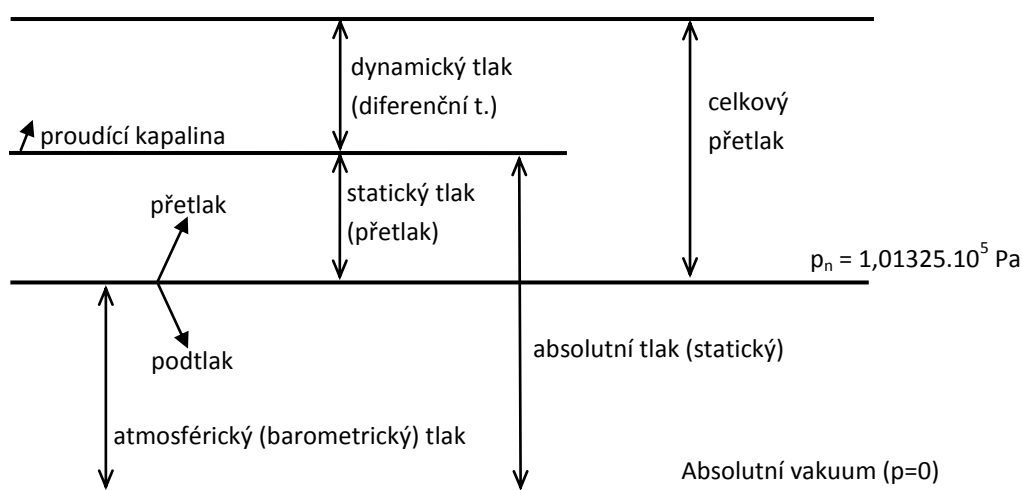
6 Měření

Význam měření v energetice je zcela zřejmý. Při provozu energetických zařízení se setkáváme s požadavkem na řízení a kontrolu optimálních provozních podmínek, dále s požadavkem na regulaci a diagnostiku daného zařízení. V tomto případě je třeba navrhnout měření takových veličin, aby bylo možné určovat provozní parametry čerpadla, případně určit charakteristiky celé měřicí trati. Hlavními parametry čerpadla jak vyplývá z kap. 2 je celková měrná energie čerpadla, výkonnost (dopravované množství), mezná sací výška čerpadla, účinnost čerpadla (a tím potřebný příkon).

Ze vztahů (13), (15), (19), (21) je zřejmé, že měřenými veličinami budou tlak v sání, tlak na výtlačku a průtok potrubím. Z těchto tří údajů jsme schopni určit základní parametry čerpadla.

6.1 Měření tlaku

Z konstrukčního hlediska rozlišujeme statický, dynamický a celkový (smíšený) tlak, absolutní, relativní a atmosférický tlak, podtlak a přetlak, viz obr. 6-1. Základní jednotkou tlaku je pascal [$1\text{Pa} = \text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$] a je definovaný jako sílový účinek, působící na jednotku plochy (dF/dS). Častěji jsou využívány násobky (kPa, MPa,...), velmi často užívanou jednotkou (i na stupnicích tlakoměrů) je bar, která je plně konzistentní s jednotkami SI ($1\text{ bar} = 100$



obr. 6-1 Graficky znázorněná různá vyjádření tlaku

kPa).

Většina základních principů využívaných ve snímačích tlaku je po desetiletí neměnná. Zpravidla se neměří přímo tlak, nýbrž jeho sílový účinek, a to buď v podobě deformace pružného členu, nebo v podobě mechanického napětí, které v silově namáhaném členu vzniká. Rozlišujeme následující funkční principy:

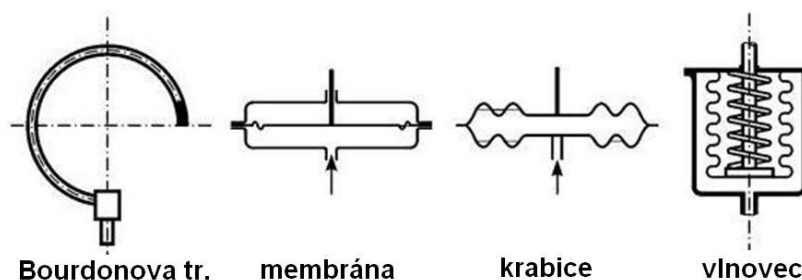
- Deformační
- Odporový piezorezistivní

- Odporový s tenzometry
- Kapacitní
- Piezoelektrický
- Rezonanční
- Indukčnostní
- Optický (optoelektronický)
- Hydrostatický (příp. hydrodynamický)

Z hlediska požadavku na místní měření a odečítání hodnot přímo ze stupnice připadají do úvahy deformační a hydrostatický princip, pro možnost dálkového měření s ukládáním hodnot potom odporový piezorezistivní.

Deformační tlakoměry

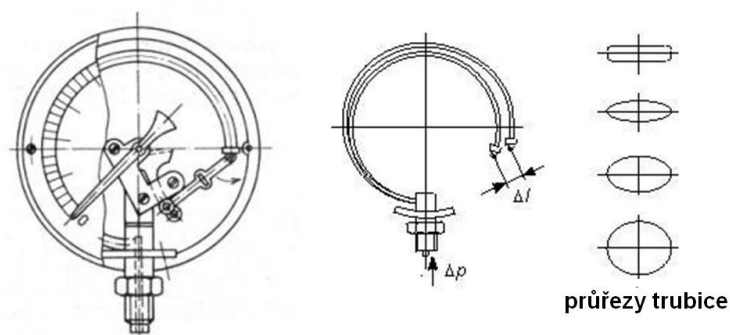
Funkční princip deformačních tlakoměrů je založen na pružné deformaci a tím na změně geometrického tvaru vhodně volených tlakoměrných prvků vlivem působení měřeného tlaku. Toto namáhání musí být v rozsahu pružných deformací. Mezi nejčastěji používané deformační členy patří: Bourdonova trubice, membrána, krabice a vlnovec, viz. obr. 6-2 [12].



obr. 6-2 Deformační členy [12]

Jejich hlavními výhodami je zejména robustní provedení, jednoduchost a spolehlivost v provozu, jednoduchá obsluha i údržba, velký měřicí rozsah a dostatečná přesnost. Mezi nevýhody patří zejména elastické dopružování a trvalé deformace měřícího prvku během provozu. Měřicí rozsah je proto nutno volit tak, aby pomalu kolísající tlak nepřekročil dvě třetiny maximálního tlaku (rozsahu tlakoměru) a rychle kolísající tlak nepřekročil jeho polovinu.

Mezi nejrozšířenější def. manometry patří tzv. trubicové tlakoměry (někdy též nazývané Bourdonovy). Deformačním prvkem je *Bourdonova trubice* oválného průřezu stočená do oválného profilu, spirály nebo šroubovice. Jedním (otevřeným) koncem je trubice pevně spojena s tělesem tlakoměru, opatřeným závitem pro připojení tlaku. Do tohoto konce se přivádí měřený tlak, druhý konec trubice je uzavřen a spojen přes převodové ústrojí s ukazatelem na stupnici. Při působení tlaku se snaží eliptický průřez změnit v kruhový a zakřivení oblouku, do kterého je trubice stočena, se přitom zvětšuje. Posunutí volného konce je úměrné měřenému tlaku [12]. Uspořádání měřícího prvku trubicového tlakoměru je znázorněno na obr. 6-3.



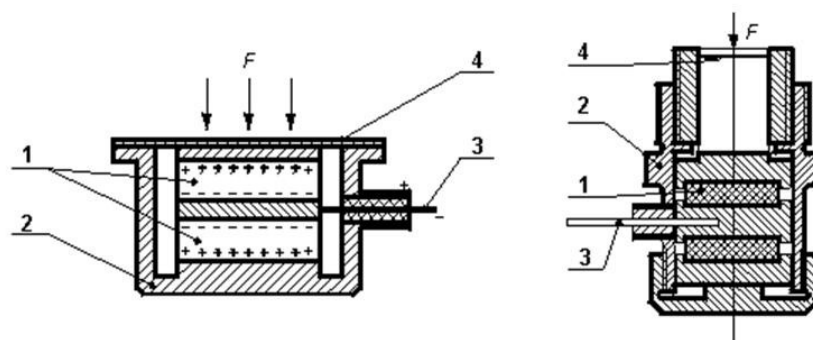
obr. 6-3 Trubicový tlakoměr, uspořádání přístroje [12]

Pro nižší tlaky je trubice mosazná a má plošší profil, pro vysoké tlaky je ocelová a blíží se kruhovému profilu. Měřicí rozsahy trubicových tlakoměrů bývají od 0 do 0,5 MPa až 200 MPa (výjimečně 2 GPa). Těmito přístroji lze měřit i podtlaky. Vyrábějí se jako tlakoměry kontrolní ve třídách přesnosti 0,4 - 0,6 – 1,0 a jako provozní tlakoměry ve třídách přesnosti 1,6 - 2,5 - 4 – 6 – 10 – atd. [12].

Piezoelektrické snímače tlaku

Piezorezistivita je jev, jenž se začal technicky využívat v 60. letech 20. století. Monokrystalický křemík je modifikován příměsí stopových prvků tak, že jeho měrný odpor je výrazně závislý na mechanickém namáhání. Měřícím členem piezorezistivních snímačů je mechanicky namáhána destička z vysoko odporového křemíku, na níž jsou difúzí akceptorů vytvořeny vodivé „cestičky“. Křemíková měřící destička je obvykle připájená na nosnou destičku ze skla, která je posléze nalepena na kovovou podložku ze speciální slitiny se shodnou teplotní roztažností (např. kovar). Vysoká citlivost piezorezistivního materiálu dává čidlům následující vlastnosti [11]:

- Malý průměr činné části křemíkové membrány (obvykle jen několik desetin milimetrů)
- Velmi krátká (prakticky nulová) deformace, v této souvislosti vzniká otázka zda lze mluvit o deformačním členu v pravém slova smyslu
- malá hystereze a malý creep (tečení materiálu ve studeném stavu vlivem mechanického namáhání)



obr. 6-4 Piezoelektrický snímač tlaku [12]

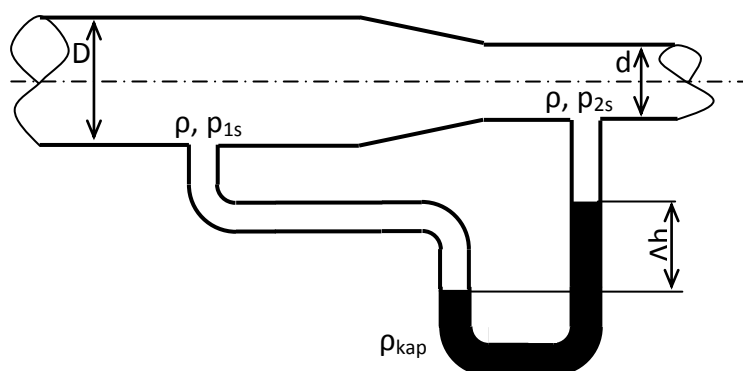
Piezorezistivní čidla jsou dlouhodobě stabilní, poskytují vysoký využitelný signál a mají dobrou reprodukovatelnost měření. Nevýhodou je vysoká citlivost křemíkové destičky a subtilních přívodních vodičů na vlhkost či agresivní látky v měřeném médiu. Proto se čidla v tom úplně nejjednodušším uspořádání používají jen pro omezenou skupinu aplikací při měření neagresivních plynů. Pokud jsou čidla určena pro náročnější aplikace, chrání se před působením měřeného média zástavbou do pouzdra, které je opatřeno oddělovací membránou, přičemž tlak od membrány na čidlo se přenáší prostřednictvím nevodivé kapaliny, např. pomocí silikonového oleje. Piezorezistivní senzory najdeme v různých cenových relacích od těch nejlevnějších a jednoduchých až po vysoce přesné převodníky sofistikovaných konstrukcí [11].

Na obr. 6-4 je znázorněno schéma piezoelektrického snímače tlaku. Snímač obsahuje dva piezoelektrické krystaly 1, které jsou zapojeny proti sobě a jejich náboje se sčítají. Kryt snímače 2 je vodivě spojen s vnějšími elektrodami obou krystalů a současně vytváří elektrické i magnetické stínění. Centrální elektroda 3 je vyvedená izolační průchodkou. Přenos tlakové síly na krystal je zprostředkován membránou 4.

Kapalinové tlakoměry

Jsou to měřidla, která ke své činnosti využívají tlakoměrnou kapalinu a v principu se opírají o definici hydrostatického tlaku, vycházejí tedy z Bernoulliho rovnice pro dokonalou tekutinu. S výhodou se uplatňují k orientačnímu měření přetlaků a podtlaků, dále pak k měření diferenčního tlaku, která je základem pro průřezová měřidla průtoku (viz. kap. 6-2).

Měřítkem změny tlaku (tlakového rozdílu) je změna výšky tlakoměrné kapaliny v trubici (U-trubice, nádobkový tlakoměr), viz. obr. 6-5.



obr. 6-5 U-trubice pro měření diferenčního tlaku [13]

$$\frac{c^2}{2} + \frac{v}{\rho} + \gamma h = \text{const} \quad (41)$$

Vztah (41) je vyjádření Bernoulliho rovnice pro nestlačitelnou kapalinu ($\rho = \text{konst.}$) za působení tíhového zrychlení a pro ustálené proudění [13]. Pro obr. 6-5 můžeme psát:

$$p_1 + \Delta p = p_2 + \Delta p_{zp} \cdot g \quad (42)$$

$$\Delta p = p_{1s} - p_{2s} = \rho_{kap} \cdot \Delta h \cdot g \quad (43)$$

Vztah (43) je základním vztahem pro určení diferenčního tlaku v systému, za předpokladu konstantní hustoty měřené tekutiny.

Tlakoměrnou kapalinou bývá nejčastěji rtuť, voda, líh, popř. jiné speciální kapaliny. Podstatnou vlastností, která ovlivňuje možné použití a zejména rozsah přístroje je hustota kapaliny. Výhodou jsou velmi levné pořizovací náklady (U-trubici lze s trochou zručnosti zhotovit i samostatně, např. doma), mezi nevýhody ale patří např. těkavost lihu, jedovatost rtuti, kapilární jevy, výrazná teplotní závislost hustoty, měřící a tlakoměrná tekutina nesmí být mísitelné atd.

Kapalina	Hustota při 0 °C [kg.m ⁻³]	Hustota při 20 °C [kg.m ⁻³]
líh	806,3	789,0
voda	999,8	998,0
rtuť	13595,0	13546,0

tab. 6-1 Hustoty základních tlakoměrných kapalin [11]

6.2 Měření průtoku

Měření průtoku (tj. podílu množství tekutiny protékajícího průtočným průřezem potrubí a času potřebného k protečení tohoto množství) patří k nejstarším úkolům měřící techniky v lidské historii [14] a je významnou veličinou určující charakteristiku čerpadla.

První základní rozdělení měření průtoku je na tzv. přímé a nepřímé měření. Zatímco **přímé měření** (tj. měření podle definičních vztahů) je možné pouze za využití dávkovacích senzorů, jež rozdělují tekutinu na přesně definované díly a transportují je ve směru proudění, **nepřímé měření** vychází ze závislosti výstupní veličiny průtokoměru *na kinetické energii nebo rychlosti proudící tekutiny*.

Nutno poznamenat, že většina senzorů využívá nepřímé metody. Přímá metoda se používá hlavně pro měření pevných látek, kde základem konstrukce jsou střídavě se plnící a vyprazdňující odměrné nádoby.

Při provozním měření se používají zejména rychlostní metody (rychlostní průtokoměry) a dělí se na [14]:

- průtokoměry s konstantním průtočným průřezem**, u nichž je měřítkem průtoku okamžitá střední rychlost proudění a které současně tvoří většinu provozních průtokoměrů (škrťací orgány, ultrazvukové, indukční, turbínové, apod.)
- průtokoměry s konstantní střední rychlosti proudění**, u nichž je měřítkem průtoku velikost průtočného průřezu, (plovákové průtokoměry – rotametry a jejich modifikace)

Mechanických účinků kinetické energie proudící tekutiny využívají průtokoměry deformační, objemové a gyroskopické, z nichž posledně jmenovaný je již konstrukčně

zastaralý. Největší význam zde mají průtokoměry objemové. Proto se ujal dělení průtokoměru na rychlostní a objemové [15].

Při výběru vhodného snímače je nutné respektovat mnoho různých vlivů, z nichž z technického hlediska patří k nejvýznamnějším [14]:

- pracovní činnost – spojitá, nespojitá; jednorázová, trvalá, laboratorní, provozní
- druh a vlastnosti a hodnoty parametrů měřené tekutiny – kapalina, pára, plyn; agresivita; hodnoty teploty, tlaku, viskozity, hustoty, apod.
- měřící místo a jeho parametry – potrubí, otevřený kanál, jejich rozměry, přístupnost, náběhové délky atd.
- rušivé vlivy senzoru – trvalá tlaková ztráta, časové zpoždění údaje
- způsob indikace – zobrazení nebo zápis, místní nebo dálkový, analogový nebo digitální, tisk, ukládání do paměti
- vyhodnocení – průtoků nebo proteklého množství objemového nebo hmotnostního, parametry tekutiny, předvolba, signalizace
- přesnost (nejistoty) měření – bez korekcí a nebo s korekcemi
- možné opotřebení (mechanických dílů) a nestálost
- dynamické vlastnosti (časová konstanta, zpoždění)

Z ohledem na výše uvedené vlivy je patrné, že výběr průtokoměru je úkol nesnadný. Výrobci k jeho usnadnění např. zavádějí postupy opírající se o vyplnění dotazníku zákazníkem nebo mají pro tyto účely sestavené softwarové aplikace. K usnadnění výběru a lepší orientaci jsou výrobci publikovány na základě zkušeností sestavené tabulky průtokoměrů (např. [14, str. 49]), z nichž je patrné, že neexistuje universálně použitý průtokoměr. V tab. 6-2 jsou uvedeny některé hodnoty a použitelnost základních typů průtokoměrů. Existují on-line programy vhodné pro výběr průtokoměru, např. je uveden na webových stránkách www.efunda.com.

Jednotlivé druhy měřidel průtoků jsou podrobně analyzovány např. v [14], která je rozsáhlá, podrobná a názorná, s řadou dalších odkazů na literaturu i jednotlivé přední výrobce měřidel. Dále budou přiblíženy měřidla užitá pro měřící trať, včetně návrhových parametrů.

Legenda k tab. 6-2:

K – kapalina, P – plyn, Pa – pára

LDA (Laser Doppler interferometry) – koherentní záření z laserového zdroje je optickou soustavou rozděleno na dva svazky zaostřené na jiné místo v proudící tekutině. V místě styku svazků vznikají interferenční proužky o rozměrech určených vlnovou délkou koherentního záření. Rozptýlené světlo vznikající při průchodu částic unášených tekutinou světlymi interferenčními proužky je pozorováno optoelektrickými senzory. Z frekvence výstupního signálu senzorů lze určit rychlost pohybu částic unášených proudící tekutinou.

Rozsah – poměr maximální a minimální měřitelné hodnoty průtoků

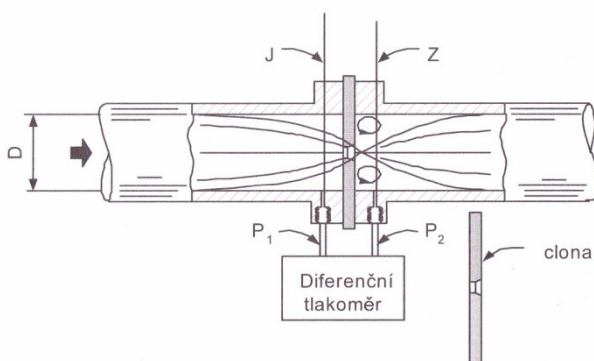
Hodnoty v tab. 6-2 jsou orientační a jsou stanoveny na základě technické praxe.

Princip průtokoměru	Tekutina	Přesnost (typická hodnota) [%]	Min Re [-]	Rozsah	Max. tlak [bar]
Clona	K, P, Pa	0,6 - 2 z rozsahu	3000	3-10 : 1	500
Venturiho trubice	K, P	0,6 - 2 z rozsahu	10000	4-10 : 1	600
Rotametr	K, P	2 z rozsahu	-	10 : 1	100
Terčík	K, P	<0,1 - 1 z údaje	>100	50 : 1	50
Turbína	K, P, Pa	0,1 - 2 z údaje	5000	25 : 1	3000
Vírový	K, P, Pa	0,5 - 1 z údaje	5000	15 : 1	250
Elektromagnetický	K	0,2 - 1 z údaje	2000	>100 : 1	150
Ultrazvukový (Doppler)	K, P	1 z údaje	5000	>20 : 1	200
Ultrazvukový (klasický)	K, P, Pa	0,5 z údaje	10000	>20 : 1	200
Coriolisův	K, P, Pa	0,1 - 0,5 z rozsahu	1000	>100 : 1	400
Tepelný	K, P, Pa	0,5 z údaje	5000	>100 : 1	100
Vážicí systémy	K, pevné	0,1 z údaje	>100	50 : 1	t. okolí
LDA*)	K, P, Pa	1 z údaje	>100	2000 : 1	200
Značkovací	K, P, Pa	1 - 2 z údaje	5000	1000 : 1	-
Přepady (otevřené kanály)	K	3 - 5 z údaje	-	400 : 1	t. okolí
Žlaby (otevřené kanály)	K	3 - 5 z údaje	-	120 : 1	t. okolí

tab. 6-2 Použitelnost základních typů průtokoměrů [14]

6.2.1 Průřezové průtokoměry – clona

Využívají principu zachování energie v proudící tekutině formulovaný Bernoulliho rovnicí. Při proudění tekutiny vzniká kinetická energie vyvolávající vzrůst dynamického a pokles statického tlaku, celkový (někdy taky označován jako totální) tlak však zůstává zachován (+tlaková ztráta). Informaci o rychlosti proudění lze získat z dynamického tlaku. Ten může být určen jako rozdíl statických tlaků před a za primárním členem (v tomto případě škrtkací překážka – clona, dýza...), nebo z rozdílu celkového a statického tlaku (rychlostní senzory – Pitotova a Prandtlova trubice). K měření statického tlaku se užívají sekundární členy průtokoměru, což jsou tlakové snímače (v tomto případě) s osou směrové charakteristiky kolmé na směr proudění. Zatímco v případě celkového tlaku je směrová osa rovnoběžná se směrem proudění [14].



obr. 6-6 Clonové měření s přírubovým odběrem před a za primárním prvkem (J a Z) [14]

V průmyslových aplikacích se lze setkat s celou řadou škrtících orgánů jako jsou clony, dýzy, Venturiho trubice, Dallovy trubice, klíny a další. Pro zajištění dostatečné přesnosti, k vytvoření koherentních soustav použití (v patřičném rozsahu a jakosti) bývají prvky průřezových měřidel normalizovány. V dalším textu je výtah z [16] a [17] pro návrh clonového měření podle schématu na obr. 6-6.

[16] a [17] uvažuje geometrii a způsob užití (podmínky montáže a provozu) clon, které jsou vloženy do potrubí, jehož průřez je proudem zcela zaplněn, za účelem stanovení průtoku tekutiny proudícím potrubím. Podává také informace, potřebné pro výpočet průtoku a s ním spojené nejistoty. Všechny části [16] a [17] jsou vhodné pouze pro snímače diferenčního tlaku, u nichž proudění v celém měřicím průřezu (kruhovém) zůstává podzvukové a ustálené nebo jen pomalu v čase proměnlivé, a kde může být tekutina považována za jednofázovou. Kromě toho každý z těchto snímačů je použitelný jen v určitých mezích velikosti potrubí (50 – 1000mm) a Reynoldsova čísla ($Re > 5000$). Návrh není možno použít na pulzující průtok.

Hmotnostní průtok Q_m lze stanovit použitím rovnice (44):

$$Q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p} \rho \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (44)$$

Podobně se vypočítá hodnota objemového průtoku Q_v :

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (45)$$

kde ρ je hustota tekutiny při té teplotě a tlaku pro něž je objem stanoven. Dále:

C je součinitel průtoku [-] definovaný, jako poměr skutečného průtoku primárním prvkem k teoretickému průtoku a $C=f(Re)$, dá se určit buď pomocí iteračních metod stanovených v [16, příloha A], nebo bývají hodnoty určovány experimentálně a tabelizované pro dané Re a β , viz příloha č. 1 této práce.

ε je expanzní součinitel [-], důležitý zejména u plynů. U kapalin z nižšími tlaky je možno uvažovat $\varepsilon = 1$.

β je tzv. poměrné zúžení [-] definované vztahem:

$$\beta = \frac{d}{D} \quad [-] \quad (46)$$

kde d je průměr otvoru v cloně a D je vnitřní průměr potrubí [mm], při provozních podmínkách. Při jakýchkoli jiných podmínkách je nutno zvážit korekci (roztahování a smršťování materiálu).

Parametry clony:

Přední strana 1 clonového kotouče musí být rovinná, pokud je clona zabudována v potrubí s nulovým diferenčním tlakem. Pokud největší mezera mezi kotoučem a

přímkovým pravítkem délky D položeným napříč kteréhokoli průměru kotouče je menší než $0,005(D-d)/2$, tj. sklon je menší než 0,5%. Přední strana musí mít parametr drsnosti $Ra < 10^{-4}d$ a nesmí být taková, aby ovlivnila měření ostroty hrany.

Zadní strana 2 musí být rovinná a rovnoběžná s přední stranou, je vhodné aby jakost úpravy povrchu byla stejná jako na přední straně (i když to při měření průtoku v jednom směru není nutné).

Tloušťka e otvoru clony musí být mezi $0,005D$ a $0,02D$.

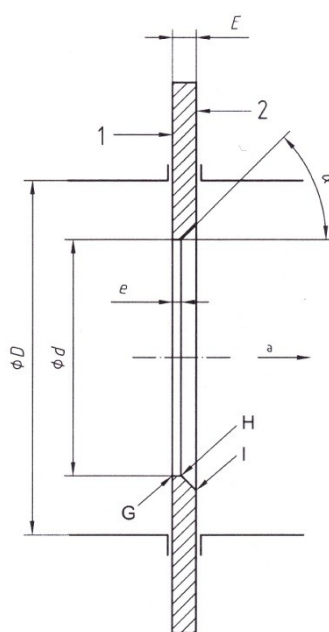
Tloušťka E clonového kotouče musí být mezi e a $0,05D$. Pokud však je $50\text{mm} \leq D \leq 64\text{mm}$ je přípustná tloušťka E až do $3,2\text{mm}$. Jestliže je $D < 200\text{mm}$, rozdíl mezi hodnotami E měřenými v libovolném bodě clonového kotouče nesmí být větší než $0,2\text{mm}$.

Úhel zkosení α musí být $45^\circ \pm 15^\circ$

Hrany G, H, I. Přední hrana G musí být ostrá a nesmí mít hroty nebo otřepy, poloměr zaoblení hrany $< 0,0004d$. Přední hrana musí být pravoúhlá tedy úhel mezi otvorem clony a čelní stranou clonového kotouče je $90^\circ \pm 0,3^\circ$. Otvor clony je část clonového kotouče mezi hranami G a H . Zadní hrany H a I jsou v oblasti odtrženého proudu, proto jsou požadavky na jejich jakost méně přísné než požadavky na hranu G , malé vady jsou akceptovatelné.

průměr d clony musí být ve všech případech větší nebo roven $12,5\text{mm}$. **Poměrné zúžení β** náleží intervalu $< 0,1; 0,75 >$, v těchto mezích smí hodnotu β volit uživatel. Velikost průměru d je třeba uvažovat jako střední hodnotu měření alespoň 4 průměrů. Ve všech případech drsnost válcovité části otvoru clony nesmí ovlivnit měření ostroty hrany.

materiál a výroba, pro clonový kotouč platí, že smí být vyroben z jakéhokoli materiálu libovolným způsobem, pokud během měření průtoku je a zůstane v souladu s výše uvedeným.



obr. 6-7 normalizovaný clonový kotouč [17]

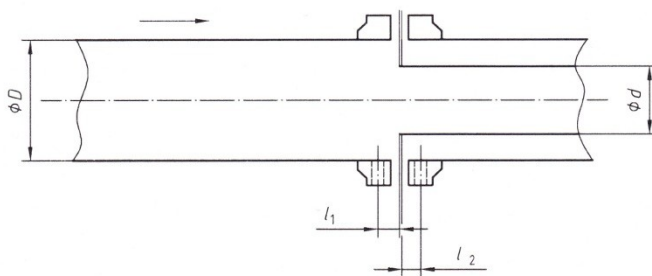
Parametry odběrových míst tlaku:

Pro každou clonu musí být zabudován alespoň jeden odběr tlaku před a jeden odběr tlaku za clonou v některém z normalizovaných míst, což jsou odběry ve vzdálenostech D a $D/2$, přírubový nebo koutový odběr. Dále jsou uvedeny pouze parametry pro přírubové odběry.

Vzdálenost l_1 a l_2 je jmenovitě 25,4mm měřeno vždy od příslušné strany clony (viz. obr. 6-8), tyto vzdálenosti smí být beze změny součinitele průtoku v následujících mezích:

- $25,4 \pm 0,5$ mm, pokud $\beta > 0,6$ a $D < 150$ mm
- $25,4 \pm 1$ mm ve všech ostatních přípustných případech β a D .

Osa odběru tlaku musí protínat osu potrubí pokud možno v úhlu 90° , ale v každém případě do 3° od kolmice. V místě průniku musí být otvor kruhový. Hrany musí lícovat s vnitřní stěnou potrubí a musí být co nejostřejší. Aby se zajistilo vyloučení všech otřepů a nerovností na vnitřní hraně, je přípustné zaoblení, ale musí být co nejmenší a je-li možné je změřit, jeho poloměr musí být menší než jedna desetina průměru odběru. Nesmí se objevit žádná nepravidelnost uvnitř spojovacího otvoru, na hranách otvoru vyvrtaného do stěny potrubí, nebo na stěně potrubí v těsné blízkosti odběru tlaku.



obr. 6-8 vzdálenosti odběru tlaku s přírubovými clonami [17]

Průměr odběrů tlaku musí být menší než $0,13D$ a menší než 13mm. Odběry tlaku musí být kruhové a válcovité v délce nejméně 2,5násobku vnitřního průměru odběru měřené od vnitřní stěny potrubí. Osy odběrů tlaku lze umístit v kterékoli axiální rovině potrubí, přední i zadní odběr lze umístit v různých axiálních rovinách, normálně se umísťují v téže axiální rovině.

Drsnost vnitřního potrubí před clonou

Hodnota drsnosti vnitřního potrubí musí být v rozmezí daném tabulkami 6-3 a 6-4 a tyto požadavky by měly být splněny do vzdálenosti $10D$ před clonou, drsnost za clonou není tak rozhodující. Pokud toto není splněno zvyšuje se nejistota měření.

Minimální hodnota uvedená jako $10^4 Ra/D$

β	$Re_D [-]$			
	$\leq 3 \times 10^6$	10^7	3×10^7	10^8
$\leq 0,50$	0,0	0,0	0,0	0,0
0,60	0,0	0,0	0,003	0,004
$\geq 0,65$	0,0	0,013	0,016	0,012

tab. 6-3 Minimální hodnota drsnosti [17]

Maximální hodnota uvedená jako $10^4 Ra/D$

β	$Re_D [-]$								
	$\leq 10^4$	3×10^4	10^5	3×10^5	10^6	3×10^6	10^7	3×10^7	10^8
$\leq 0,20$	15	15	15	15	15	15	15	15	15
0,30	15	15	15	15	15	15	15	14	13
0,40	15	15	10	7,2	5,2	4,1	3,5	3,1	2,7
0,50	11	7,7	4,9	3,3	2,2	1,6	1,3	1,1	0,9
0,60	5,6	4,0	2,5	1,6	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4
$\geq 0,65$	4,2	3,0	1,9	1,2	0,8	0,6	0,4	0,3	0,3

tab. 6-4 Maximální hodnota drsnosti [17]

Tlaková ztráta na cloně Δp_{FC}

Tlaková ztráta může být určena přibližně ze vztahu [14]:

$$\Delta p_{FC} = \lambda p \cdot \left(1 - 0,4 \cdot \beta \right) \quad [\text{Pa}] \quad (47)$$

Nebo potom podle [17, str. 18], v tom případě je ale nutné instalovat další měření tlaku přibližně 6D za clonu.

Požadavky na zabudování clony do potrubí

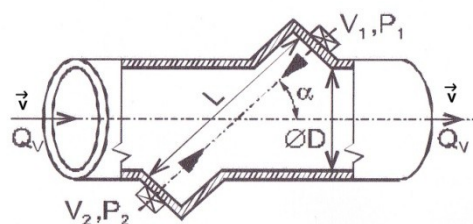
Obecně lze říci, že clona musí být umístěna do ustáleného rychlostního profilu rovného potrubí. Rychlostní profil bývá deformován každou tvarovkou nebo armaturou situovanou do potrubního systému, dochází ke zkreslování rychlostního profilu a vzniku vírů [např. 14, str. 37 až 39]. K tomu, aby došlo k ustálení a srovnání rychlostního profilu je třeba určité rovné vzdálenosti zejména před (ale i za) clonou, nebo vsazení tzv. usměrňovače proudění. Podrobný popis je uveden v [16, kap.7] a [17, kap. 6]. Pro navržení délek před a za clonou měřící trati čerpadla vyjdeme z experimentálně určených hodnot v tab. 6-5. Pokud by nebyly dostačující, je nutné použít usměrňovač proudu.

Hodnoty vyjádřené v násobcích vnitřního průměru D																										
Strana před clonou (vstup)																	Strana za clonou (výstup)									
Poměr průměrů β	Jednoduché koleno 90°	Dvě kolena 90° v těžce rovině: S-uspořádání	Dvě kolena 90° v těžce rovině: S-uspořádání	Dvě kolena 90° v kolinných rovinách	Dvě kolena 90° v kolinných rovinách	Jednoduchý T kus 90° s nástavcem nebo bez nástavce Koleno 90° spoj na pokos	Jednoduché koleno 45°, dvě kolena 45° v těžce rovině: S uspořádání	Soustředné zúžení potrubí ze 2D na D v délce 1,5D až 3D	Soustředné rozšíření potrubí z 0,5D na D v délce D až 2D	Zcela otevřený kulový kohout nebo zcela otevřené šoupě	Náhle symetrické zúžení potrubí	Teploměřová jímka nebo trubice c o průměru $\leq 0,03D$ d	Tvarovky (sloupce 2 až 11) a jímka hustotěmu													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14													
	Ae	Bf	Ae	Bf	Ae	Bf	Ae	Bf	Ae	Bf	Ae	Bf	Ae	Bf												
$\leq 0,20$	6	3	10	9	10	9	19	18	34	17	3	9	7	9	6	9	15	5	3	4	2					
0,40	16	3	10	9	10	9	44	18	50	25	9	3	30	9	5	9	12	8	12	6	30	15	5	3	6	3
0,50	22	9	18	10	22	10	44	18	75	34	19	9	30	18	8	5	20	9	12	6	30	15	5	3	6	3
0,60	42	13	30	18	42	18	44	18	65 h	25	29	18	30	18	9	5	26	11	14	7	30	15	5	3	7	3,5
0,67	44	20	44	18	44	20	44	20	60	18	36	18	44	18	12	6	28	14	18	9	30	15	5	3	7	3,5
0,75	44	20	44	18	44	22	44	20	75	18	44	18	44	18	13	8	36	18	24	12	30	15	5	3	8	4
POZNÁMKA 1 Požadované minimální přímé délky jsou různé mezi různými tvarovkami umístěnými před nebo za clonou a samotnou clonou. Přímé délky se musí měřit od zadního konce nebo zakřivené části nejbližšího (nebo samotného) kolena nebo T kusu nebo k zadnímu konci zakřivené nebo kuželovité části zúžení nebo rozšíření potrubí.																										
POZNÁMKA 2 Většina kolien, na nichž jsou délky v této tabulce založeny, měla poloměr zakřivení rovný 1,5D.																										
a S je vzdálenost mezi dvěma koleny měřená od zadního konce zakřivené části předního kolena k přednímu konci zakřivené části zadního kolena.																										
b Toto není správné zabudování na nátokové straně, kde je to možné, měl by se použít usměrňovač proudění.																										
c Zabudování teplotěrových jímek nebo trubic nezmenší požadované minimální přímé délky před clonou pro ostatní tvarovky.																										
d Je přípustné zabudovat teplotěrové jímky nebo trubice o průměru mezi 0,03D a 0,13D za předpokladu, že se hodnoty ve sloupcích A a B zvětší o 20, resp. 10. Avšak takovéto zabudování se nedoporučuje.																										
e Sloupec A pro každou tvarovku udává délky odpovídající hodnotám „nulové přídavné nejistoty“																										
f Sloupec B pro každou tvarovku udává délky odpovídající hodnotám „0,5 % přídavné nejistoty“																										
g Přímá délka ve sloupci A udává nulovou přídavnou nejistotu; nejsou k dispozici údaje pro kratší přímé délky, které by mohly být použity, aby daly požadované přímé délky pro sloupec B.																										
h 95D se požaduje pro $Re_D > 2 \times 10^6$, pokud $S < 2D$.																										

tab. 6-5 Požadované přímé délky mezi clonami a tvarovkami bez usměrňovačů proudění [17], legenda e a f viz. [17, str.20]

6.2.2 Ultrazvukové průtokoměry – princip činnosti

Jsou založeny na změně rychlosti šíření nebo frekvence ultrazvukového vlnění proudem tekutiny. Ultrazvukové vlnění se šíří mezi vysílačem a přijímačem, které jsou umístěny na stěnách potrubí, v němž se měřená tekutina pohybuje rychlostí c . Proudění tekutiny indikuje změnu rychlosti ultrazvukového vlnění úměrnou průmětu vektoru rychlosti pohybu tekutiny \vec{c} do vektoru rychlosti ultrazvukového vlnění \vec{c}_{U0} . Ultrazvukové vlnění je generováno i přijímáno ultrazvukovým měničem, pracujícím střídavě v režimu piezostrikčním (stav – vysílač) nebo piezoelektrickým (stav – přijímač) [14]. Na obrázku 6-9 je znázorněn ultrazvukový senzor průtoku v jednodráhovém diferenčním uspořádání.



obr. 6-9 princip ultrazvukového senzoru průtoku [14]

Podle charakteru vysílaného vlnění mohou být ultrazvukové průtokoměry provozovány jak v režimu spojitě akustické vlny, tak v režimu impulzním. Pokud průtokoměr pracuje v impulzním režimu, je po krátký časový interval opakovaně vysíláno spojitě ultrazvukové vlnění s frekvencí obvykle odpovídající rezonančnímu kmitočtu měniče [14].

Ultrazvukové průtokoměry lze podle uspořádání rozdělit do tří hlavních skupin [14]:

- **Přímé impulzní**, které měří dobu průchodu ultrazvukového signálu od vysílače k přijímači. Ultrazvuková vlna je impulzem o trvání až několika ms, frekvence vlnění závisí na rezonanční frekvenci měniče a je zpravidla v rozmezí 500 kHz až 1Mhz.
- **Zpětnovazební** fungují tak, že výstup z přijímače je po zesílení a úpravách fáze přiveden do měniče pracujícího v režimu vysílače. Vzniká tak zpětnovazební zapojení tvořící oscilátor. Signál z přijímače může být spojitý harmonický nebo ve tvaru impulzů harmonického signálu.
- **Doplerovy** vyhodnocují změnu kmitočtu vysílaného vlnění po jeho odrazu od částic unášených proudící tekutinou.

Na obr. 6-9 (přímé uspořádání) se ultrazvukové vlnění od měniče (V_2, P_2) k měniči (V_1, P_1) bude šířit rychlostí $\vec{c}_{U0} + c \cdot \cos \alpha$ a zmenšenou rychlostí $\vec{c}_{U0} - c \cdot \cos \alpha$ při postupu proti směru c k měniči (V_2, P_2). Směr vektoru rychlosti a osa měničů svírají úhel α . Doby šíření (průchodu) vlnění od (V_2, P_2) k (V_1, P_1), tj. $\Delta \tau_1$ a od (V_1, P_1) k (V_2, P_2) tj. $\Delta \tau_2$ určíme z následujících rovnic [14]:

$$\Delta t_1 = \frac{L}{c_{U0} + \bar{c} \cdot \cos \alpha}; \Delta t_2 = \frac{L}{c_{U0} - \bar{c} \cdot \cos \alpha} \quad [\text{s}] \quad (48)$$

Ze vztahu pro rozdíl časových intervalů

$$\Delta t_2 - \Delta t_1 = 2L \cdot \frac{\bar{c} \cdot \cos \alpha}{c_{U0}^2 - \bar{c}^2 \cos^2 \alpha} \approx 2L \cdot \frac{\bar{c} \cdot \cos \alpha}{c_{U0}^2} \quad [\text{s}] \quad (49)$$

je zřejmá nelinearita závislosti na \bar{c} , kterou lze v praxi zanedbat, protože obvykle $\bar{c}^2 \ll c_{U0}^2$. Výhodou popsané diferenční metody je, že rychlosti proudění úměrný rozdíl $\Delta t = \Delta t_2 - \Delta t_1$ vylučuje účinky rušivých vlivů působících současně na oba paprsky. Pro střední rychlost \bar{c} přibližně platí [14]:

$$\bar{c} \cong \frac{c_{U0}^2}{2L \cdot \cos \alpha} (\Delta t_2 - \Delta t_1) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (50)$$

Střední rychlost proudění určená touto rovnicí se liší od skutečné střední průřezové rychlosti, a proto je nutné zavést korekční součinitel k závisící od druhu proudění. Po korekci platí:

$$\bar{c}_s = \frac{\bar{c}}{k} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (51)$$

Činitel $k = f(\text{Re})$ a tabelizované experimentální hodnoty k jsou uvedeny např. v [18]. Korigované rychlosti pak použijeme pro výpočet objemového průtoku podle již známého vztahu:

$$Q_V = V \cdot \bar{c}_s \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (52)$$

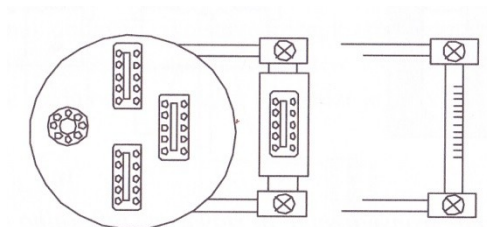
Další podrobnější rozdělení včetně konkrétního užití a principu ultrazvukových průtokoměrů popisuje např. [14, str.139 až 160].

6.2.3 Indikátory hladiny

Indikátoru hladiny je celá řada a slouží pro různé aplikace od optimalizace využití nádrží, hlídání úrovně produktu proti přetečení, zpřesnění dávkování přísad ve výrobě až po např. inventární a fakturační měření.

Mezi konstrukčně nejjednodušší a nejlevnější patří průhledítka a stavoznaky. Je to buď prosklený průzor ve stěně nádoby, kterým je vidět rozhraní mezi tekutinami, nebo je přes potrubí připojen externí stavoznak jako tzv. bypass, viz obr. 6-10, vpravo. V takovém případě je obtokový stavoznak tvořený skleněnou trubicí, nebo opět plochým průzorem do prostoru kovové komory. Stavoznak je obvykle připojen přes pojistné ventily, které minimalizují únik kapaliny při ztrátě hermetičnosti. Měření kapaliny externím stavoznakem není vhodné při vysoké koncentraci mechanických nečistot a při větším tlaku.

Skleněné stavoznaky mohou být dovybaveny elektronickým hladinovým spínačem, např. ultrazvukovým či kapacitním senzorem měřícím skrz sklo (např. pro hlídání kritické výšky hladiny) viz. [14].

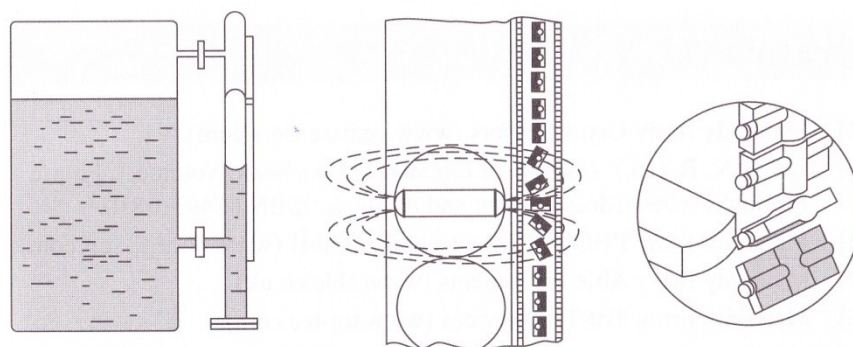


obr. 6-10 Nádrž s průhledítky a stavoznaký [14]

Vzhledem k tomu, že se skleněné stavoznaký velmi často zanášejí a ztrácejí průhlednost, že často dochází k porušení (křehký materiál) bývají tyto jednoduché konstrukce často nahrazovány o něco vhodnějším senzorem - magnetickým stavoznakem.

U magnetických stavoznaků je hladina kapaliny snímána v plovákové komoře spojené s nádobou, kapalina je zcela uzavřena v kovových (někdy plastových) částech zařízení. Plovák vybavený permanentním magnetem se pohybuje společně s hladinou kapaliny v komoře a jeho poloha je magnetickou vazbou přenášena na indikátor v odděleném prostoru. Indikátor nemusí být hermeticky uzavřen, neboť není ve styku s kapalinou [14].

Hladina může být zobrazena jednoduchým praporkem, který se vznáší v poloze dané plovákem. Častěji je však využito série překlápěcích magnetických válečků, z každé strany natřených odlišnou barvou. Při stoupání plováku jsou válečky magneticky překllopeny do aktivní polohy, ve které setrvávají díky vzájemným magnetickým vazbám v nich zabudovaných permanentních magnetů. Při klesání plováku jsou válečky překllopeny zpět do neaktivní polohy [14]. Funkce je zobrazena na obr. 6-11.



obr. 6-11 princip činnosti magnetického stavoznaku [14]

Kromě přímého zobrazení může být poloha plováku zároveň snímána magnetickým senzorem použitým např. jako limitní spínač maximální nebo minimální hladiny. Dodavatelé již často nabízejí magnetické stavoznaký ve stavebnicovém provedení, které je možno doplňovat o limitní i spojitý senzory hladiny.

7 Výchozí parametry pro návrh měřicí trati

Pro návrh potrubního systému vyjdeme z omezených prostorů laboratoře G315 pro instalaci poloproduční trati, tedy z geometrických rozměrů, které jsou k dispozici:

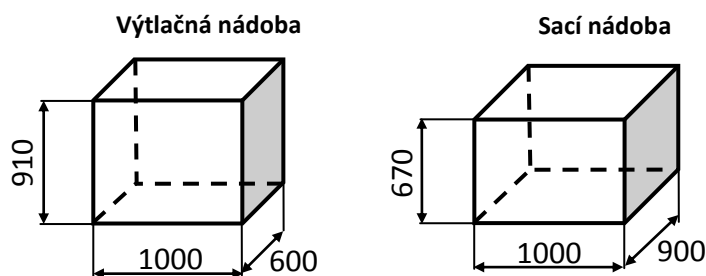
Maximální délka:	2900mm
Maximální šířka:	1000mm
Maximální výška:	2600mm

Do tohoto pomyslného kvádru musí být zakomponovány sací a výtlačná akumulční nádoba, sací a výtlačné potrubí osazené měřidly, čerpadlo s elektromotorem a nosný rám celé měřicí trati. Z toho se dá odhadovat, že maximální objem výtlačné nádoby nepřekročí $V_{\max} = 500\text{l}$. Tento objem by měl být čerpán dostatečně dlouho (a to i při Q_{\max} čerpadla), tak aby byl dostatek času pro odečtení a zaznamenání všech sledovaných hodnot z měřidel. Předpokládám, že $\tau = 2\text{min}$ je více než dostačující. Z těchto navržených hodnot již lze stanovit Q_{\max} :

$$Q_{\max} = \frac{V_{\max}}{\tau} = \frac{0,5}{120} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 4,17 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (53)$$

$$Q_{\max} = \frac{0,5}{120} \cong 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 4,17 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zde by bylo na místě navrhnout rozměry sací a výtlačné akumulční nádoby, tak aby pojaly V_{\max} , přičemž sací nádoba by měla mít přibližně o 50l větší rezervu (aby nedošlo k zbytečnému čerpání vzduchu):



obr. 7-1 návrh rozměrů sací a akumulční nádoby

Dalším limitujícím faktorem pro návrh potrubí a komponentů je rychlost proudění v potrubí $c [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$, která by dle [1] měla být zvolena tak, aby:

- byla minimalizována tvorba usazenin v potrubí způsobená nízkou průtočnou rychlostí
- vlivem vysoké rychlosti nedošlo k překročení nejvyšší hladiny hluku, které jsou požadovány pro jednotlivé prostory
- vlivem vysoké rychlosti nebyla zkrácena životnost potrubí

Podle tabulky 4-1 v kap. 4 by se optimální rozsah rychlosti měl pohybovat přibližně od 0,5 do 2,5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ (liší se podle druhu materiálu potrubí), protože ale na čerpadle budou

prováděna měření při velkých rozsazích průtoků a tím i rychlostí v potrubí, a protože chci aby na trati bylo možné měřit i tlakové ztráty, řekněme že může být maximální rychlost nepatrně větší, neměla by ale překročit $c_{\max} = 4 \text{ m.s}^{-1}$.

8 Návrh světlosti potrubí

Pro návrh vnitřního průměru musí platit:

$$c_{\max} \geq \frac{2_{\max}}{S_v} \quad \left[\frac{\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\text{m}^2} \right] \quad (54)$$

kde S_v je vnitřní průřez trubky, který určíme z vnitřního průměru:

$$S_v = \tau \frac{d_v^2}{4} \quad \left[\text{m}^2 \right] \quad (55)$$

potom:

$$d_v \geq \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{\pi \cdot c_{\max}}} \quad \left[\text{m} \right] \quad (56)$$

po dosazení potom:

$$d_v \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4,17 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 4}} \text{ m} \quad d_v \geq 16,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Pro vnitřní průměr je tedy třeba volit trubku s vnitřním průměrem větším než 16,4mm.

9 Návrh tloušťky potrubí

Pro výpočet tloušťky potrubí je v tomto případě hlavní zátěžovou veličinou pracovní tlak, jelikož pracovní teplota se nebude výrazně měnit a bude blízká teplotě okolí, případně teplotě napájecí vody tedy $\tau \in [0; 20]^\circ\text{C}$. Další zátěžové soubory uvedené v kap. 4, str.12, nebudou uvažovány, jelikož mají na navrhovaný systém zanedbatelný, nebo žádný vliv.

Pro stanovení nejvyššího tlaku a tím i tloušťky trubky je třeba rozdělit potrubí na sací a výtlačnou větev, protože je zřejmé, že pracovní tlaky budou v každé větvi rozdílné.

9.1 Stanovení tloušťky na výtlačné vetvi

Za dosažení maximálního tlaku v potrubí za čerpadlem považujeme stav, kdy je potrubí uzavřeno výtlačným ventilem a čerpadlo jede naprázdno. Byť je tento stav možný pouze v potrubí mezi čerpadlem a uzavírací výtlačnou armaturou, uvažuji ho za hraniční pro celé výtlačné potrubí. K výpočtu je použita rovnice pro celkovou měrnou energii čerpadla (vztah 19, kap. 2.2) Obecně:

$$Y = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \tau H_g + \tau H_z \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \quad (57)$$

V tomto případě je $\Delta c=0$, tedy je nulová i kinetická složka energie a energie k překonání tlakových ztrát. Složku potenciální energie můžeme zanedbat jelikož pro H_g je limitující maximální výška pro celý systém uvedená v kap. 7, tedy určitě $H_g < 2,6\text{m}$. Dominantní složkou je tlaková energie, potom:

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad \left[\cdot \text{kg}^{-1} \right], \text{ kde } p_2 - p_1 = \Delta p_{\text{max}} \quad \left[\text{Pa} \right] \quad (58)$$

Přičemž Δp_{max} představuje v tomto případě maximální přetlak ve výtlačné větvi. Zatím sice neznáme přesnou hodnotu Y , jelikož čerpadlo zatím není navrženo, ale s ohledem na celkové požadavky měřící trati nebude požadavek na čerpadlo větší než $Y_{\text{max}} = 500 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Potom:

$$\Delta p_{\text{max}} = \rho \cdot Y_{\text{max}} = 1000 \cdot 500 = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 0,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{max}} = 100^\circ \text{C} \quad (\text{odhad, maximum bude závislé na teplotě okolí}) \quad (59)$$

Z těchto dvou známých veličin již můžeme podle kap. 4.2 až 4.4 určit minimální požadovanou tloušťku stěny jak potrubí, tak tvarovek:

Použijeme běžnou ocel pro výrobu trubek ocelových bezešvých S235JRH (býv. 11 353), pro kterou předepsané pevnostní hodnoty jsou [4]:

$$R_{eH}, \min = 235 \text{ MPa}$$

$$R_m, \min = 360 \text{ MPa}$$

Dovolené namáhání musí být v souladu s následujícím:

$$f = \min \left(\frac{R_{eHr}}{1,9} \vee \frac{R_{p0,2r}}{1,9}; \frac{R_m}{3} \right) \quad \left[\text{MPa} \right] \quad (60)$$

$$f = \min \left(\frac{235}{1,9}; \frac{360}{3} \right) = \frac{360}{3} = 120 \text{ MPa}$$

Potrubí

Na výtlačnou větev je navržena trubka:

TR Ø 60,3 x 3,2 – ČSN 42 5715.01 – S235JRH – ČSN 42 0250.11

Ověříme zda je navrhovaná tloušťka dostačující, když je $\frac{d_0}{d_v} \leq 1,7$:

$$\varepsilon = \frac{p_c \cdot d_v}{2f \cdot z - p_c} \quad [\text{mm}] \quad (61)$$

$$p_c = \Delta p_{\text{max}} + p_a = 0,5 + 0,1 = 0,6 \text{ MPa}$$

$$d_v = 60,3 - 2 \cdot 3,2 = 53,9 \text{ mm}$$

$$z = 1,7 \quad (\text{podle kap. 4.3, str. 14})$$

$$\varepsilon = \frac{0,6 \cdot 53,9}{2 \cdot 120 \cdot 0,7 - 1,6} = 1,2 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{rd} \geq \varepsilon + \delta_0 + \delta_2 \cdot \frac{100}{100 - \alpha} \quad [\text{mm}] \quad (62)$$

korozní a erozní přídavek volím $r_0 = 1 \text{ mm}$, přídavek na možné zmenšení tloušťky $r_2 = 0,5 \text{ mm}$, absolutní hodnota záporné úchytky je podle rozměrové normy [5] $\alpha = 15\%$, potom:

$$\varepsilon_{rd} \geq 1,2 + 0 + 0,5 \cdot \frac{100}{100 - 15} \geq 1,5 \text{ mm}$$

Ověřili jsme, že navrhovaná trubka s tloušťkou stěny 3,2 mm je větší než nejmenší možný rozměr objednávané trubky.

Oblouky

Na výtlačnou větev navrhněme oblouky: $\varnothing 60,3 \times 3,2 \text{ } 90^\circ \text{ } 1,5d_0 - \text{S235JRH}$

Ověříme zda je navrhovaná tloušťka dostatečující pomocí tzv. normálního postupu uvedeném [kap. 4.3, vztahy 38, 39]:

$$d_0 = 3,9 \text{ mm}$$

$$R = 0,5 \cdot d_0 = 0,5 \cdot 3,9 = 1,95 \text{ mm}$$

$$\varepsilon = 1,2 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{it} = 1,2 \cdot \frac{\left(\frac{30,85}{53,9} \right) - 1,25}{\left(\frac{30,85}{53,9} \right) - 1,5} = 1,25 \text{ mm} \quad (63)$$

$$\varepsilon_{xt} = 1,2 \cdot \frac{\left(\frac{30,85}{53,9} \right) + 1,25}{\left(\frac{30,85}{53,9} \right) + 1,5} = 1,18 \text{ mm}$$

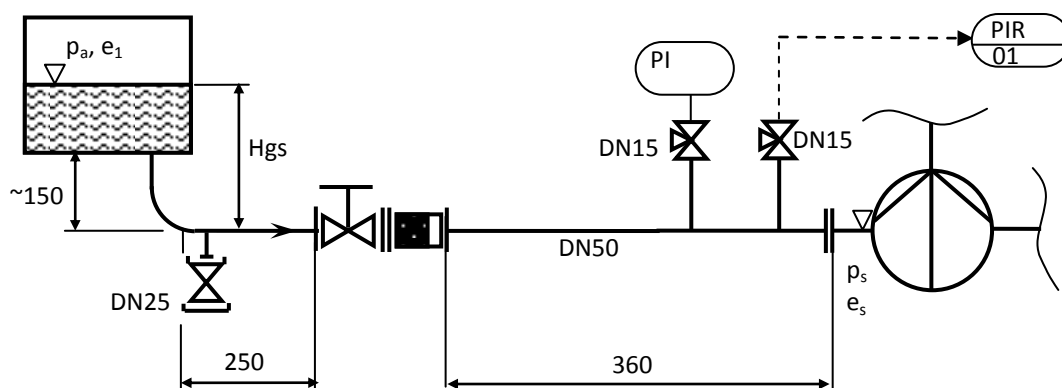
Se stejnými přídávky jako u trubky potom $\varepsilon_{rd} \geq \varepsilon_{it} + \delta_0 + \delta_2 \cdot \frac{100}{100 - \alpha}$, tedy:

$$\varepsilon_{rd} \geq 1,25 + 0 + 0,5 \cdot \frac{100}{100 - 15} \geq 1,5 \text{ mm}$$

Navrhovaná tloušťka oblouku je tedy vyhovující.

9.2 Stanovení tloušťky na sací větvi

Pro zjištění mezního tlaku v potrubí před čerpadlem vyjdeme z Bernoulliho rovnice pro zachování energie, z které se určí mezní tlak. V tomto případě však bude situace trochu odlišnější, zatímco na výtlačné větvi byl mezním tlakem maximální tlak hned za čerpadlem, zde je třeba rozhodnout, který tlak bude pro návrh rozhodující. Na obr. 9-1 je schéma návrhu sací části měřicí trati, pro které je sací potrubí dimenzováno.



obr. 9-1 schéma sací větve měřicí trati

Záporná sací výška H_{gs} :

$$H_{gs,max} = - \left(0,15 + \frac{v_{max} + 0,05}{1 \cdot 0,9} \right) = - \left(0,15 + \frac{0,5 + 0,05}{1 \cdot 0,9} \right) \cong - 0,76m = - 60mm$$

$$H_{gs,min} = - \left(0,15 + \frac{0,05}{1 \cdot 0,9} \right) = - \left(0,15 + \frac{0,05}{1 \cdot 0,9} \right) \cong - 0,2m \cong - 20mm$$
(64)

Energetické rovnice (referenční hladinou je hladina vody v sací nádobě):

$$e_1 = \frac{v_a}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$
(65)

$$e_s = \frac{v_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + \gamma \cdot H_{gs} + \gamma \cdot H_z \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$
(66)

Ve vztahu (65) je $c_1 \rightarrow 0 \text{ ms}^{-1}$, při minimální hladině v sací nádobě $H_{gs,min}$ bude i nejnižší hodnota p_s . Ze zákona zachování energie platí:

$$e_1 = e_s$$

$$\frac{p_a}{\rho} = \frac{v_{s,min}}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + \gamma \cdot H_{gs,min} + \gamma \cdot H_z$$

$$p_{s,min} = p_a - \frac{v_s^2 \cdot \rho}{2} - \gamma_{gs,min} \rho - \gamma_z \rho$$
(67)

Minimální tlak sání před čerpadlem bude kromě výšky hladiny v nádobě závislý i na maximální rychlosti c_s , což bude při průtoku Q_{max} , dále na hodnotě $H_z \rho = \gamma_{RF}$, což je

tlaková ztráta vlivem tření o stěny trubek a místními odpory v potrubí. Abychom tyto veličiny určili, navrhujeme rozměry sací trubky a dalších komponentů:

TR Ø 60,3 x 3,2 – ČSN 42 5715.01 – S235JRH – ČSN 42 0250.11

OBLOUK Ø 60,3 x 3,2 90° 1,5D₀ - S235JRH

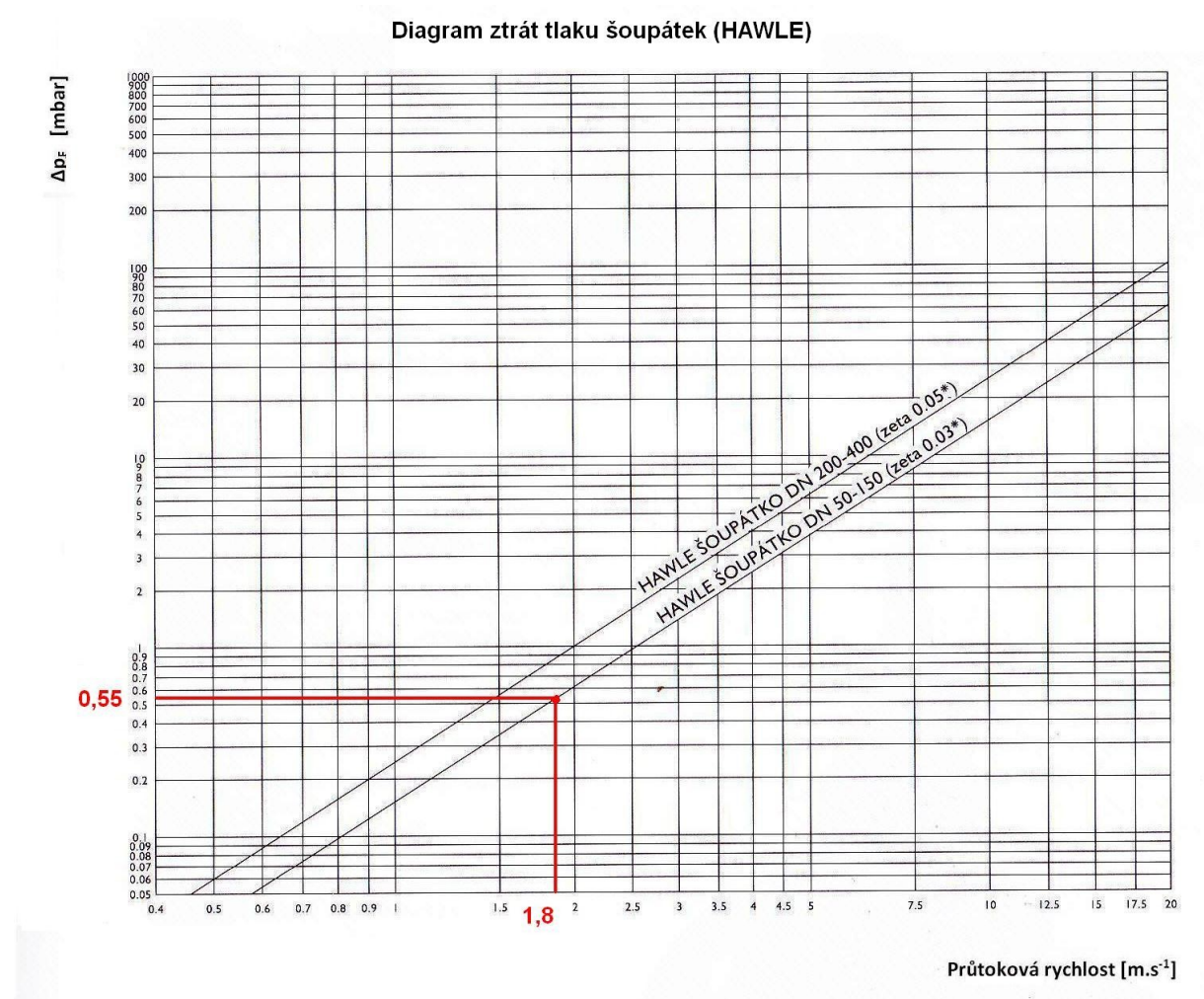
ŠOUPÁTKO PŘÍRUBOVÉ VODNÍ DN50 PN16 HAWLE 4004A

LAPAČ NEČISTOT PŘÍR. DN50 PN16 TYP A 9911 (HAWLE)

$$c_{s \max} = \frac{Q_{\max}}{\pi \cdot \frac{d_v^2}{4}} = \frac{4,17 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{[60,3 - 2 \cdot 3,2] \cdot 10^{-3}}{4}} = 0,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (68)$$

Stanovení tlakové ztráty provedeme podle kap. 3, vztahů (25) až (32), tab. 3-1, údaje pro místní ztráty viz. tab. 3-2, obr. 9-2

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot d_v} \right) \quad \text{--} \quad (\text{při turbulentním proudění}) \quad (69)$$



obr. 9-2 Průběh tlakových ztrát šoupátka Hawle [6]

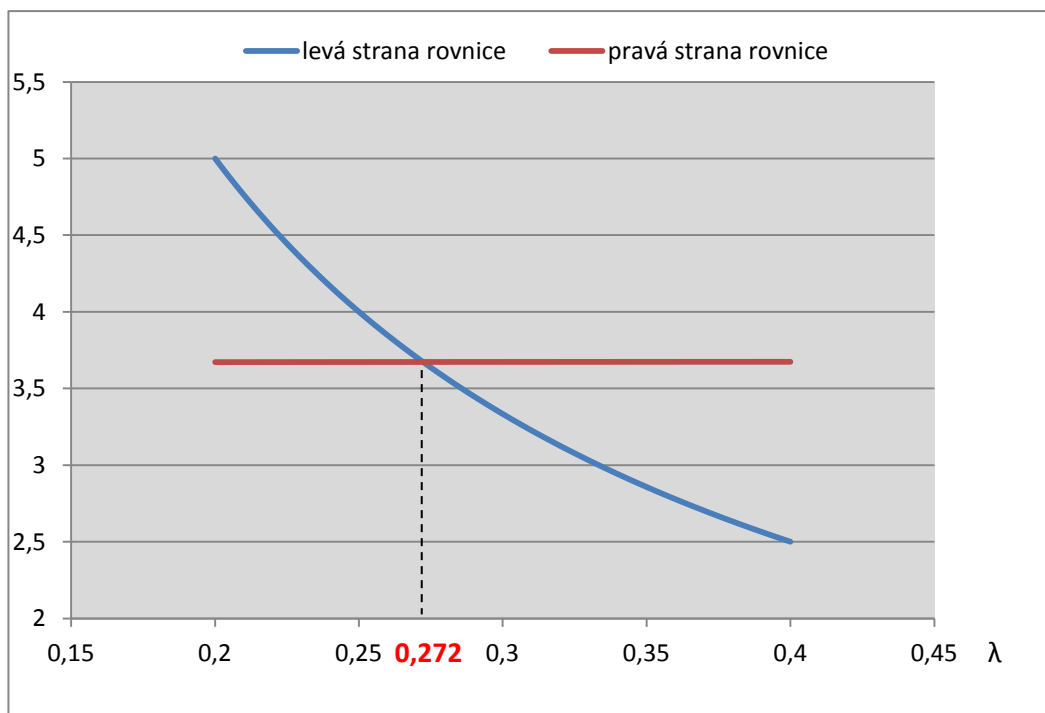
$$v_{s0C} = 0,0105 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ s} \quad k = \text{mm} \quad d_v = 60,3 - 2 \cdot 3,2 = 53,9 \text{ mm}$$

$$l = 150 + 60 = 210 \text{ mm} \quad (70)$$

$$\text{Re} = \frac{1,83 \cdot 0,0539}{1,0105 \cdot 10^{-3}} = 97612 \quad (71)$$

$$\Delta_{\text{fr}} = 1 \cdot 1,5 + 1 \cdot 1 + 1,5 \cdot \frac{1,83^2}{2000} \cdot 1000 + 1,055 = 2,7 \text{ kPa} \quad (72)$$

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{97612 \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{1}{3,71 \cdot 0,0539} \right) \quad (73)$$



obr. 9-3 Stanovení součinitele tření [příloha č. 7]

$$\lambda = 0,272$$

$$R = \frac{0,272}{0,0539} \cdot \frac{1,83^2}{2000} \cdot 1000 = 3,356 \text{ kPa} \cdot \text{m}^{-1} \quad (74)$$

$$p_{\text{RF}} = 1,51 \cdot 3,356 + 2,7 = 2,7 \text{ kPa}$$

$$p_{s,\text{min}} = 0,1325 \cdot \frac{1,83^2 \cdot 1000}{2} - 1,2 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} - 7000 = 14650 \text{ Pa} = 14,7 \text{ kPa} \quad (75)$$

Vnitřní tlak v sacím potrubí je nižší, nežli atmosférický tlak v okolí, podle [2, str. 77] bychom tedy měli sací větev posoudit “pro potrubní části zatížené vnějším tlakem”, ovšem pokud jsou splněny podmínky uvedené v kap. 4.4 lze se řídit obecnými zásadami pro dimenzování pro vnitřní tlak. Ověříme podmínky:

- potrubí je vyrobeno z uhlíkových ocelí nebo nízkolegovaných ocelí pro teplotu menší nebo rovnou 150 °C nebo z austenitické oceli pro teplotu menší nebo rovnou 50 °C
- $\varepsilon_a/d_0 \geq 0,01$

$$\varepsilon_a = 1 + 1,25 = 1,35 \text{ mm} \quad (76)$$

$$\frac{1,35}{60,3} = 1,022 \geq 1,01 \quad (77)$$

Obě podmínky jsou splněny, čili návrh tloušťky stěny se řídí obecnými zásadami pro zařízení pracující s vnitřním tlakem. Kdybychom tedy dosadili do vztahů (60) až (63) v kap. 9.1, dostaneme totožné výsledky jako pro přetlakovou větev (sací i výtlačná trubka jsou stejné).

Maximální dosažitelný tlak na sací větvi není ani třeba uvažovat, protože je zřejmé že $p_{s \max} < p_{v \max}$, takže i pro tento případ je tloušťka splněna.

Mohlo by se zdát, že rozměry potrubí na sací větvi šlo navrhnout na základě technické praxe, protože podtlak zde nebude nijak hluboký. Prováděné výpočty tlakových ztrát a tlakového minima ovšem uplatníme dále při např. určování provozního bodu čerpadla, či rozsahu deformačních manometrů.

9.3 Stanovení parametrů ostatních potrubních komponentů

Ostatními potrubními komponenty se myslí všechno kromě měřidel a samotného čerpadla, které budou navrženy zvlášť.

TR Ø 21,3 x 3,2 – ČSN 42 5715.01 – S235JRH – ČSN 42 0250.11

TR Ø 33,7 x 3,2 – ČSN 42 5715.01 – S235JRH – ČSN 42 0250.11

Jelikož tloušťka stěny je stejná jako u sací a výtlačné větve měřící trati, při menší světlosti, je dostačující (platí vztahy pro návrh z kap. 4.2 až 4.4), trubka DN15 je použita na odbočky k měřidlům tlaku, trubka DN25 pro vypouštění vody ze systému v nejnižším bodě na sací větvi.

KOHOUT KULOVÝ ZÁVITOVÝ DN25 PN16 VODNÍ

KOHOUT KULOVÝ ZÁVITOVÝ DN15 PN16 VODNÍ

Toto jsou koncové armatury na odbočkách, vyjma odboček pro měření tlaku na sací a výtlačné větvi, kde je použitý trojcestný manometrický ventil.

VENTIL TROJCESTNÝ MANOMETRICKÝ DN15

REDUKČNÍ VENTIL DN50 PN16 - V41 111 616 DN 50 (Arm. Group)

Redukční ventil je použitý na výtlačnou větev, k škrcení průtoku při stanovování provozních charakteristik čerpadla, konstrukce tohoto ventilu je stejná pro jmenovitý tlak PN10 i PN16, proto jsou uváděny PN16. Všechny ostatní drobné komponenty (příruby,

těsnění,...) jsou uvedeny spolu s výše navrhovanými v specifikaci materiálu 3-12-D-KOW, a jsou navrženy v souladu s výpočtovým tlakem (a teplotou) určenými v kap. 9.1 a 9.2.

10 Návrh clonového měření průtoku

Pro geometrické rozměry nejdříve vhodně zvolíme poměrné zúžení β :

$$\beta \in [0,1;0,75]; \beta = 1,5 \quad (78)$$

Ze vztahu (46) určíme vnitřní průměr clony (vnitřní průměr trubky před a za clonou již známe $D = 53,9\text{mm}$) a podle kap. 6.2.1. všechny další nezbytné parametry:

$$d = \beta \cdot D = 1,5 \cdot 53,9 = 16,95\text{mm} \quad (79)$$

$$e \in [0,005D;0,02D]; e \in [0,27;1,01]; e = \text{mm} \quad (80)$$

$$E \in [1,3;2]; E = \pm 1,2\text{mm} \quad (81)$$

$$\alpha \in [30^0;60^0]; \alpha = 15^0 \quad (82)$$

$$G \leq 1,004d; G \leq 1,1 \quad (83)$$

$$Ra_C \leq 0,1d; Ra_C \leq 1,695\mu\text{m}; Ra_C = 0,6 \quad (84)$$

$$l_1 = l_2 = 15,4 \pm \text{mm} \quad (85)$$

$$d_{op} \leq 1,13D \wedge 3\text{mm}; d_{op} \leq l_{op} = 1\text{mm} \quad (86)$$

Zklidňující délky před a za potrubím, jsou navrženy podle tab. 6-5 (viz. vztah 87 a 88), kde sice není uvedený ventil (což je poslední rušivý člen před clonovým měřením), ten si ale lze představit jako dvě 90^0 kolena v S provedení v téže rovině. Jelikož ventil na výtlaku za čerpadlem bude sloužit i jako regulační člen (bude škrtit výtlak) pro sledování změn parametrů čerpadla, je zřejmé, že správná instalace regulačního ventilu by měla být spíše za měřením, protože může nastat situace, že zklidňující délka nebude zaručena.

Toto je ovšem záměr, protože jestliže opravdu nastane situace, že nejistota měření na cloně se bude zvětšovat, lze toto porovnávat s dalšími instalovanými měřidly v potrubní trati a lze např. studenty provádět měření pro stanovování nejistot clony.

$$L_{PC} > 8 \cdot D; L_{PC} > 170\text{mm} \quad (87)$$

$$L_{ZC} > 1 \cdot D; L_{ZC} > 62\text{mm} \quad (88)$$

Všechny ostatní geometrické rozměry a odchylky zde neuvedené, včetně materiálu a dalších požadavků na výrobu clony jsou součástí výrobního výkresu 4-12-D-KOW.

Zde ještě vzniká otázka, jakým způsobem bude prováděn přepočít z naměřené hodnoty diferenčního tlaku. První možnost pro hrubší měření průtoku je z Bernoulliho rovnice a z předpokladu konstantního objemového průtoku:

$$Q_V = v_1 \cdot c_1 = v_2 \cdot c_2$$

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho (v_2^2 - v_1^2)$$

$$c_2^2 = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho} + c_1^2 = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho} + \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 c_1^2$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2}}$$

Pro objemový průtok potom platí:

$$Q_v = S_2 c_2 = \frac{S_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta}{\rho}} \quad (89)$$

Druhou možností je využití vztahu (44) a (45) kde ovšem zatím není známá hodnota součinitele průtoků C , která je proměnlivá v závislosti na Re , tedy i na $Q_{m(v)}$ a tedy i na naměřené hodnotě diferenčního tlaku Δp .

Využijeme ale známých hodnot C určených experimentálně v příloze číslo 1 pro známé β a různé Re_D :

$\beta = 0,5 \quad D=50$									
Re_D	5,E+03	1,E+04	2,E+04	3,E+04	5,E+04	7,E+04	1,E+05	3,E+05	1,E+06
C	0,6284	0,6196	0,6143	0,6121	0,6101	0,6091	0,6082	0,6063	0,6051

tab. 10-1 Hodnoty součinitele průtoků pro navrhovaný případ clony [příloha č.1]

Postup:

- stanovím Δp při odpovídajících hodnotách C a Re_D z tab. 10-1
- hodnoty vynesu do grafu $C-\Delta p$
- proložím regresní křivku vynesnými body (v programu Excel, příloha č. 7)

Pro výpočet průtoků potom vždy dosadíme do vztahu (91) hodnotu Δp a příslušný součinitel průtoků C odečtený z grafu (obr.10-1).

Řešení:

$$Q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta}$$

$$\Delta = \frac{Q_m^2 \cdot \left(1-\beta\right)}{C^2 \varepsilon^2 \pi^2 d^4 \rho}$$

Dále uvažujeme nestlačitelnou tekutinu, beze změny teploty na škrtícím orgánu, tedy:

$$\varepsilon = 1; Q_m = v_v; \rho = \rho$$

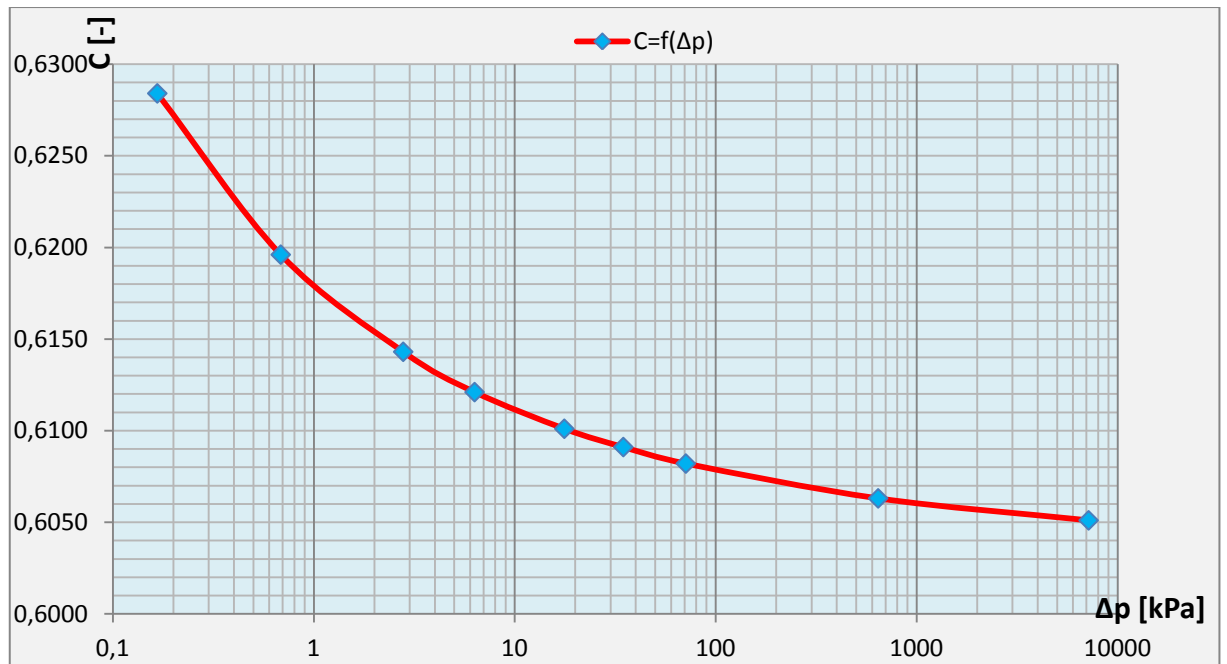
$$\Delta = \frac{\rho v_v^2 \cdot \left(1-\beta\right)}{C^2 \pi^2 d^4}$$

$$Q_V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot c$$

$$c = \frac{Re \cdot \nu}{D}$$

$$Q_V = \frac{\pi D}{4} Re \cdot \nu$$

$$\Delta = \frac{\rho \cdot \nu^2 Re^2 \cdot \left(\frac{1}{2} - \beta \right)}{2 C^2 d^4} \quad (90)$$



obr. 10-1 Hodnoty součinitele průtoku v závislosti na změřeném Δp [příloha č. 7]

Pro výpočet průtoku podle přesnějšího způsobu dosadím do následujícího vztahu (91) resp. (92) hodnotu odečteného Δp (v Pa!) z diferenčního tlakoměru na měřící trati a zároveň příslušnou hodnotu C podle obr. 10-1. Hodnoty na ose x (obr. 10-1) jsou vyneseny pro přehlednost v logaritmickém měřítku:

$$Q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \Delta p} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (91)$$

$$Q_V = \frac{Q_m}{\rho} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (92)$$

Měřidla na principu škrťacích orgánů vykazují poměrně velké tlakové ztráty, pro stanovení celkových tlakových ztrát na měřící trati (pro návrh čerpadla viz. dále) je nutné určit i tlakovou ztrátu na cloně. Využijme vztahu (47) a již stanoveného maximálního průtoku potrubním systémem (kap. 7):

$$Q_{\max} = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

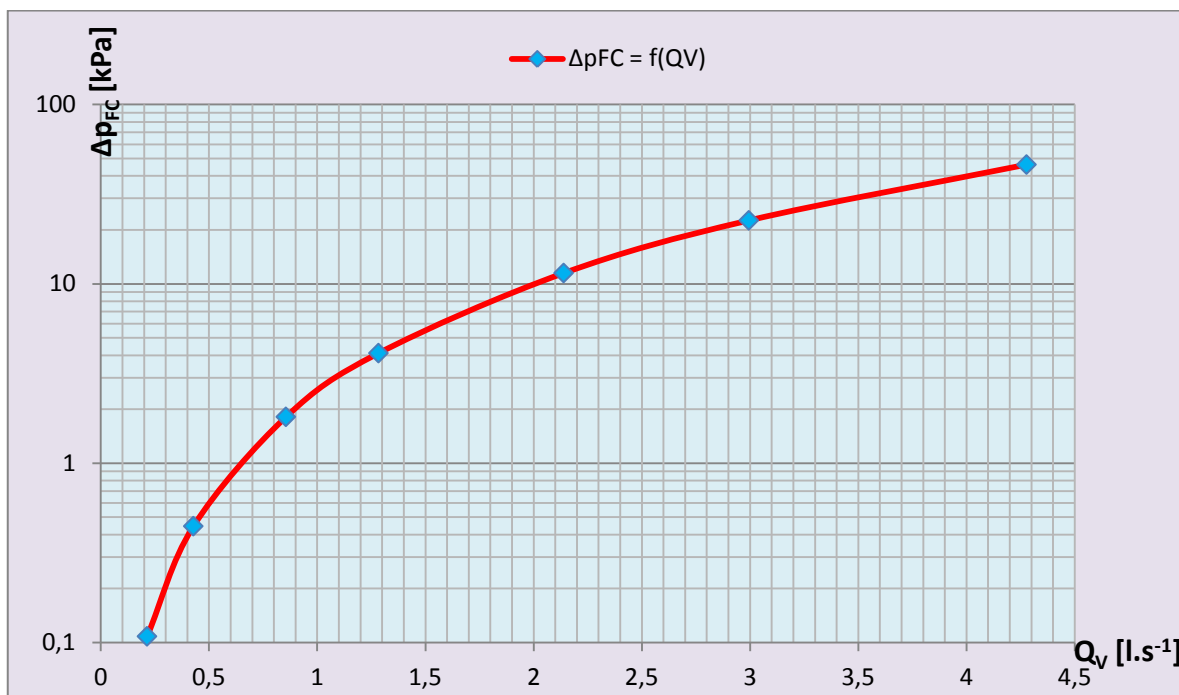
$$Re_{D_{\max}} = 17620 \approx 1 \cdot 10^5 \Rightarrow C = 1,6082$$

$$\Delta_{\text{max}} = \frac{998 \cdot 0,0539^2 \cdot (0,0105 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (-1,5^4)}{2 \cdot 6,082 \cdot 0,02695} \approx 1120 \text{ Pa}$$

V tomto rozmezí se mění diferenční tlak na cloně, pro tlakovou ztrátu platí rovnice:

$$\Delta p_{FC} = \Delta p \cdot (-1,4\beta)$$

Příslušnému dif. tlaku v obr. 10-1 přísluší odpovídající Q_V podle rovnice (90). Jelikož známe i vztah mezi Δp_{FC} a Δp , můžeme stanovit graf tlakových ztrát pro odpovídající průtok (obr. 10-2, opět v programu excel, viz. příloha č. 7).



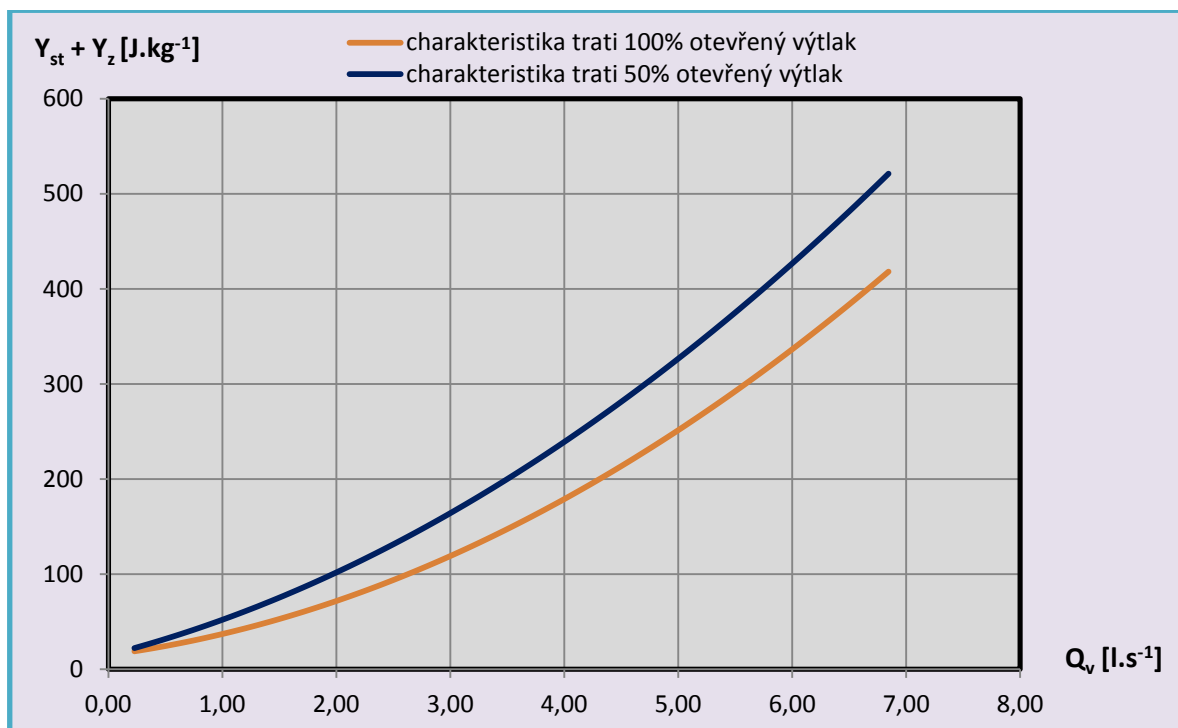
obr. 10-2 Tlakové ztráty clony v závislosti na objemovém průtoku Q_V [příloha č. 7]

11 Tlakové ztráty měřící trati

Pro stanovení tlakových ztrát se využije vztahů uvedených v kap. 3 a vztah (40) z kap. 5.2. Hodnoty pro součinitele místních ztrát jsou převzaty z nabídek dodavatelů jednotlivých komponentů měřící trati (přílohy č. 2 až 5). Místní ztráta clonového měření je vypočtená dle [16] a [17], viz. kap. 10. U těch komponentů, kde nejsou konkrétní hodnoty zadány, jsou použity obecné údaje z tab. 3-2 kap. 3.

Nutno zdůraznit, že početně určené tlakové ztráty vykazují možné nejistoty, výpočty jsou provedeny pro zjištění potrubních charakteristik a nalezení vhodného čerpadla, přesná závislost $Y_z=f(Q)$ se vždy provádí experimentálně.

Celý výpočet charakteristiky měřící trati je provedený pomocí aplikace Excel (viz. příloha č. 7), na obr. 11-1 je zachycena odporová charakteristika systému při 100% otevřeném regulačním ventilu a při 50% otevřeném regulačním ventilu.



obr. 11-1 Odporová charakteristika navrhované poloprovozní měřicí trati [příloha č. 7]

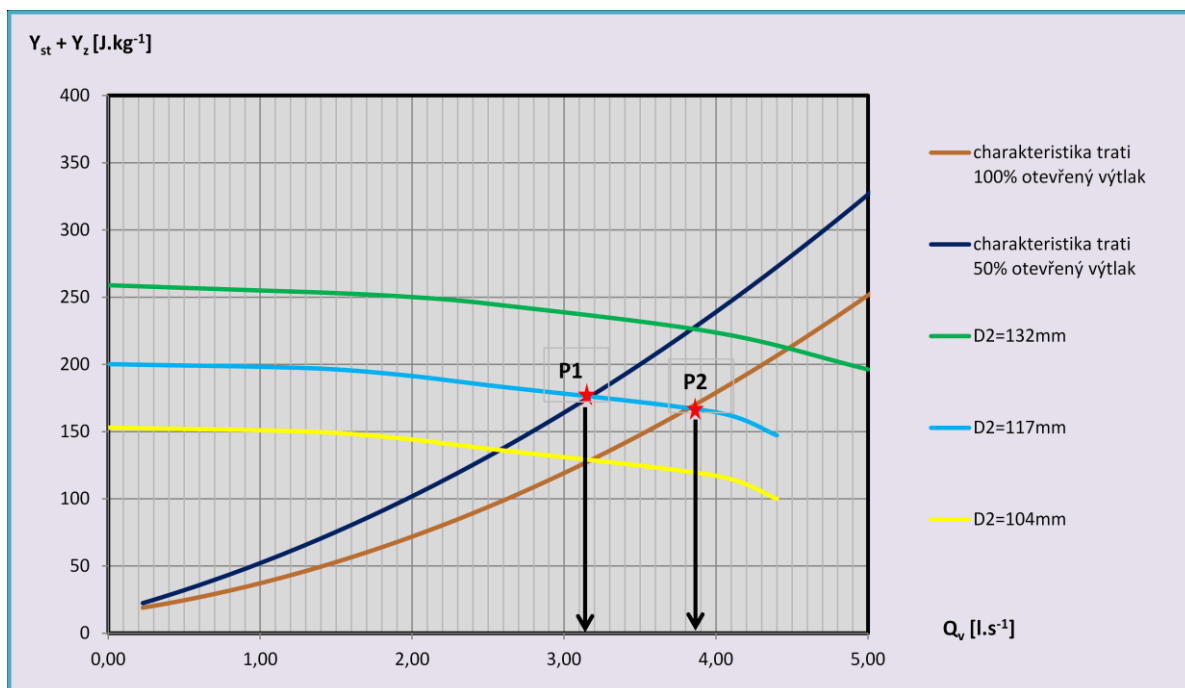
Závěrečným úkolem bude nalezení čerpadla, které bude při prováděných měřeních na trati pracovat tak, aby nebyla překročena hodnota $Q_{\max}=4,17\text{l.s}^{-1}$ stanovená v kap. 7 (vztah 53), a aby celý provoz byl optimální.

12 Navržení a vsazení čerpadla do měřicí tratě

Nyní, když už známe všechny provozní parametry celého měřicího systému, je zasazení čerpadla do trati snadnou záležitostí. Aby bylo možné simulovat co nejvíc provozních stavů k provádění měření studentům, je žádoucí, aby mělo čerpadlo velký regulační rozsah, proto bylo poptáno čerpadlo s elektromotorem, který zvládne pracovat při různých frekvencích střídavého napětí, tedy je možné regulovat otáčky za užití frekvenčního měniče.

Výše určeným parametrům měřicí trati nejlépe vyhovuje čerpadlo uvedené v příloze č. 6, nabídka čerpadla podle poptaných charakteristik, konkrétně čerpadlo **M1-LC 50-32-NVD-125-11-LC-005 nebo 020-09** se základními parametry $Q_v=4\text{l/s}$ $H=22\text{m}$ ($Y=216\text{J.kg}^{-1}$) s motorem 2,2kW při $n=2900\text{ot}$ (50Hz). Pokud pozorně prostudujeme charakteristiky čerpadla v příloze č. 6, jsou zde pro toto čerpadlo tři různé alternativy podle průměru oběžného kola D_2 . Zde je vidět závislost uvedená v kap. 2, vztahy (8) až (12).

Vybrat vhodné řešení a najít provozní bod je již snadná záležitost, celá operace je opět provedená v příloze č. 7, jelikož je třeba překreslit grafy z nabídky (příloha č. 6) a spojit je s odporovou charakteristikou potrubní trati (obr. 11-1), vyznačit provozní bod (spojnice odporové charakteristika trati a průběhu $Q_v - Y$) označen jako „P1“ pro 50% otevřený výtlak a označen jako „P2“ pro 100% otevřený výtlak. Grafy systému potrubí – čerpadlo jsou na obr. 12-1.



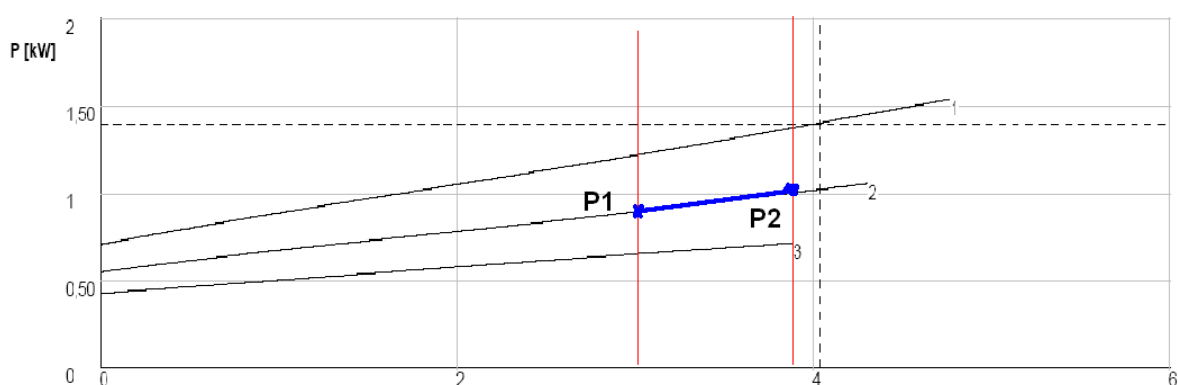
obr. 12-1 Čerpadlo v měřicí trati a provozní body při 100% a 50% otevřeném výtlaku [příloha č.7]

Jako nejvhodnější alternativa se zde jeví nabízené čerpadlo v provedení s oběžným kolem o průměru $D=117\text{mm}$, pro které máme provozní body:

P1 [3,15; 175]

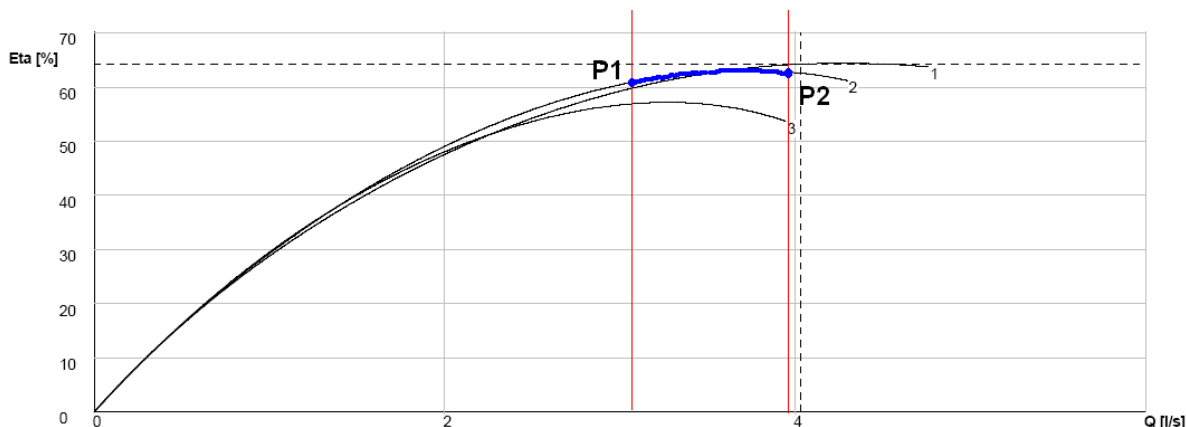
P2 [3,9; 160]

Při regulaci výtlakové armatury mezi 50% a 100% žádané hodnoty bude provozní bod na modré křivce mezi body P1 a P2, přičemž není překročen $Q_{\max}=4,17\text{ l.s}^{-1}$ (kap.7), pro nějž byla celá potrubní trať dimenzována. Příkonovou a účinnostní charakteristiku pro vymezený průtok je možno vidět na obr. 12-2, resp. 12-3.



obr. 12-2 Čerpadlo v měřicí trati a provozní body v P – Q diagramu při 100% a 50% otevřeném výtlaku

Křivka 2 je pro průměr lopatky $D_2=117\text{mm}$ stejně jako v grafu na obr. 12-1. Je zřejmé, že pokud bude regulační armatura uzavírána ještě více než na 50% bude se provozní bod P1 posouvat po křivce 2 vpravo (ve všech grafech) podle odpovídajícího průtoku.



obr. 12-3 Čerpadlo v měřící trati a provozní body v η -Q diagramu při 100% a 50% otevřeném výtlaku

Čerpadlo je vsazeno a jsou známy hodnoty základních veličin (Q, Y, P, η), a jejich průběhy při regulaci, z toho je možno vyvodit správné rozsahy měřidel a provést jejich návrh (vyjma clonového měření, které už je navrženo samostatně v kap. 10).

13 Návrh a stanovení rozsahu měřidel měřící tratě

Tlakoměry v sání a na výtlaku

Pro vypočtení hodnot měrné energie čerpadla musí být měřen tlak v sání a tlak na výtlaku. Pro toto je navržena dvojice místních deformačních manometrů a dvojice tlakových snímačů, vždy jeden z dvojice na sání a druhý na výtlak. Přesnost místních měřidel stačí do 1,6% celého rozsahu pro místní měření (jedná se o orientační měření za účelem osvojení si technik měření charakteristik čerpadla studenty), snímače potom řekněme s přesností do 0,5% z okamžitého rozsahu. Nyní stanovíme rozsah měřených hodnot sání-výtlak:

a) sání

$$p_2 = p_{s,\min} - p_a \quad [\text{kPa}] \quad (93)$$

kde $p_{s,\min}$ je hodnota minimálního tlaku v sání (abs.) vypočtená ve vztahu (75), která odpovídá meznímu průtoku Q_{\max} , čili přibližně pracovnímu bodu P2.

$$p_2 = 14,7 - 01,325 = - 6,6 \text{ kPa}$$

$$p_{s1} = p_a - \frac{v_1^2 \cdot \rho}{2} - I_{gs,\max} \rho - p_{RF1} \quad [\text{kPa}] \quad (94)$$

Při vypnutém čerpadle, pokud zanedbáme zápornou sací geodetickou výšku považujeme:

$$p_{s1} = p_a \text{ tedy relativní tlak } p_1 = 0 \text{ kPa}$$

Měřený rozsah tlaku v sání bude tedy v intervalu -27 až 0 kPa relativního tlaku, měřený rozsah u deformačního manometru by měl cca v 2/3 celého rozsahu tedy optimální rozsah deformačního manometru by měl být v rozsahu asi -40 až 40 kPa. Bohužel v nabídce výrobců takový nikde nebyl nalezen, nejbližší rozsah podle nabídky JSP (příloha č. 2) je pro deformační manometr **-60 – 0 kPa**. Pro tlakový snímač potom **-50-0 kPa**.

Těmto požadavkům vyhovuje manometr a tlakový snímač, nabízené v příloze č. 2, specifikované v příloze č. 8, výkresová dokumentace měřící trati, seznam položek č. 3-12-D-KOW, položky č.2 a č.8

b) výtlak

Nejvyšší dosažený tlak na výtlaku bude při zcela zavřené výtlačné regulační armatuře, čemuž podle obrázku 12-1 odpovídá hodnota $Y_{st} + Y_z = 200 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ($Q_v=0$ l/s), pro ní je max. přetlak:

$$p_1 = \rho \left(\frac{v_{st}^2}{2} + \frac{v_z^2}{2} \right) = 1000 \cdot 200 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1,2 \text{ MPa}$$

zde možná může být i větší, v případě, že použijeme frekvenční měnič a zvýšíme otáčky čerpadla (např. při 60Hz). Ovšem i tak, při dodržení měřeného rozsahu ve 2/3 celého rozsahu měřidla je rozsah **0-400kPa**, jak pro deformační manometr, tak tlakový snímač, dostačující.

Těmto požadavkům vyhovuje manometr a tlakový snímač, nabízené v příloze č. 2, specifikované v příloze č. 8, výkresová dokumentace měřící trati, seznam položek č. 3-12-D-KOW, položky č.3 a č.24.

Rtuťová U-trubice na měření diferenčního tlaku

Pro navrženou clonu v kap. 10 je třeba určit měření diferenčního tlaku. Přímý snímač tlakové difference, nebo dokonce s převodníkem na okamžitý průtok by nebyl účelný. Již v úvodu je zmíněno, že hlavním účelem je měření charakteristik čerpadla studenty. Odečítat hodnoty z displeje je snazší, ovšem není dostatečně názorné k pochopení funkce clonového měření.

Proto je navržen kapalinový tlakoměr (U-trubice), která výborně zobrazuje tlakovou diferenci clony, a zároveň umožňuje vyzkoušet si přepočet z délkových jednotek rozdílu vodního sloupce U-trubice na diferenční tlak - podle vztahu (43) kap. 6.1 - a dále pak na průtok potrubím podle vztahu (91) a (92) s přesně definovaným postupem v kap. 10. Jediným problémem zůstává náplň U-trubice, která musí být nemísitelná s tekutinou v potrubí (vodou), proto připadá z dostupných možností pouze rtuť (která je jedovatá, a proto je třeba dbát zvýšené opatrnosti při měření).

Nyní stanovíme rozsah (výšku) U-trubice podle max. velikosti Δp :

$$Q_{v,\max} \cong 1,2 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow v_D \cong 0,5 \Rightarrow v_{D,\max} \cong 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

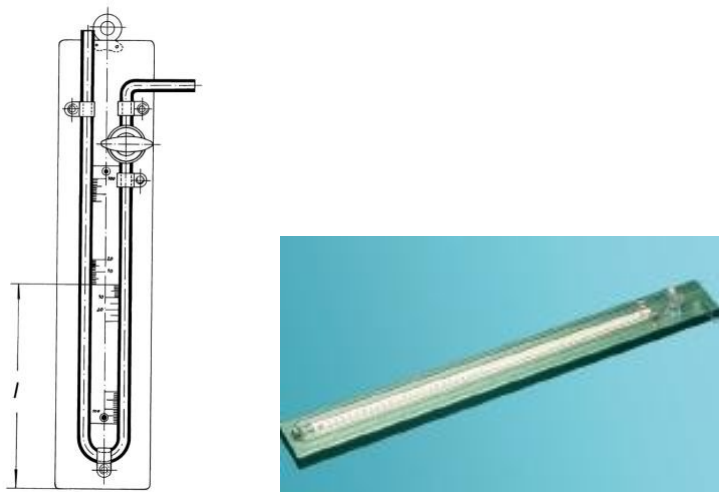
Hodnota maximálního diferenčního tlaku je určena přibližně podle hodnoty Reynoldsova čísla a jemu odpovídajícímu diferenčnímu tlaku, viz. příloha č. 7, list „průtok.součinitel dp clony“. Dosazením hodnoty diferenčního tlaku do vztahu (43) a upravením dostaneme:

$$\Delta p = \rho_{\text{rtuť}} - \rho_{\text{voda}} \cdot \Delta h \cdot g \quad [\text{Pa}] \quad (95)$$

$$\Delta h_{\max} = \frac{\Delta p}{(\rho_{\text{rtuť}} - \rho_{\text{voda}}) \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (96)$$

$$\Delta_{\max} = \frac{71000}{(3546 - 98) \cdot 9,8} = 1,58m$$

ρ_{kap} je v tomto případě hustota náplně měřidla, tedy rtuti, ρ je hustota tekutiny v potrubí, dle tab. 7-1, při teplotě 20 °C. Pokud budeme uvažovat rozsah měření diferenčního tlaku 0-580mm, postačí i s přídatkem U- trubice ve výšce okolo 0,5m (rozdíl hladiny na U- trubici je pak dvojnásobný), viz obr. 13-1



obr. 13-1 U-trubice rtuťová se stupnicí a kohoutem na plechové desce [19]

Takovouto U-trubici má v nabídce např. společnost Vitrum, a.s., výrobce a dodavatel přístrojů a chemikálií pro laboratoře:

U-trubice rtuťová, kat. č. 7236/250-0-250, obj. č. 632 443 002 250, s objemem náplně 250-0-250ml a z výškou L = 455mm za cenu 1020 Kč bez DPH. viz. [19].

U-trubice je uvedena ve výkresové dokumentaci měřící trati, seznam položek č. 3-12-D-KOW, položka č. 5.

Měření průtoku ultrazvukovým průtokoměrem

Jelikož při clonovém měření průtoku může vzniknout chyba jak měřením, tak při přepočtu diferenčního tlaku na okamžitý průtok, je navrženo pro kontrolu ještě jedno průtokové měřidlo. Mělo by vykazovat dostatečnou přesnost, a tentokrát by měla být možnost zapisování naměřených dat, což spolu s navrženými tlakovými snímači (viz. výše) umožní charakterizovat čerpadlo i např. přes nějaký jednoduchý vytvořený software v počítači.

Toto měřidlo by zároveň kromě měřeného aktuálního průtoku mělo umět zaznamenávat i celkové protečené množství (Σ celkového dopraveného množství čerpadlem), což může výhledově v dlouhodobém provozu vypovídat o opotřebení čerpadla apod. A protože v poslední době nabývají velkého významu ultrazvukové průtokoměry a jsou velmi působivě popsány v literatuře [14], byli osloveni výrobci a dodavatelé právě pro tento typ.

Výběr je čistě subjektivní záležitostí autora a stejně vhodně by posloužil např. některý z indukčních (elektromagnetických) průtokoměrů, které mají taktéž nabývající význam zejména v posledních letech s postupem automatizace a řízení.

Pro navrhované měřidlo je třeba uvažovat zklidňující délky potrubí 5DN před měřením a 3DN za měřením, součástí dodávky by měly být i pokyny pro montáž měřidla a obsluhu přístroje v češtině.

SONOELIS SE 404X **Ultrazvukový průtokoměr**

- Měření průtoku elektricky vodivých i nevodivých kapalin, popř. agresivních kapalin.
- Přesnost $\pm 0,5\%$ pro rychlost měřené kapaliny $v \geq 0,5$ m/s.
- Světlost DN32 až DN300.
- Materiál měřicí části 17248, příruby 11523, pláště 11321.
- Výstup impulsní, frekvenční, spínací, proudový a RS485.
- Dlouhodobá stabilita parametrů.
- 2x 16-místný alfanumerický LCD displej.
- Stupeň krytí IP 65, IP 67.



obr. 13-2 Ultrazvukový průtokoměr [20]

Průtokoměr je navržen v souladu s nabídkou v příloze č. 2 a je uveden ve výkresové dokumentaci měřicí trati (příloha č. 8), seznam položek č. 3-12-D-KOW, položka č. 6.

Měření hladiny ve výtlačné akumulární nádobě

Poslední ze zakomponovaných měřidel v trati je měření hladiny ve výtlačné nádobě s metrickou stupnicí. U tohoto měření je požadavek na dvě funkce.

První je dvoubarevný stavoznak s ukazatelem okamžité hladiny a stupnicí, mohou tedy být měřené, s ohledem na geometrické rozměry nádoby, přitečené množství do nádoby za jednotku času. Toto je provedeno opět pro možnost místního měření studenty a přepočtu výšky hladiny na objem.

Druhý požadavek je limitní spínač horní hladiny, který bude sloužit jako ochrana proti přetečení nádoby – signál na vypnutí čerpadla, přes jednoduchý relé obvod.

Nabízený stavoznak (viz. příloha č. 2) od společnosti JSP, s.r.o. je možno doplnit v případě potřeby o další komponenty, dodávají jej totiž ve stavebnicovém provedení, lze tedy doplnit i měřením pro kontinuální přítok, dalšími limitními spínači atd. toto je ovšem s ohledem na účel nadbytečné a pouze prodražuje celé zařízení.

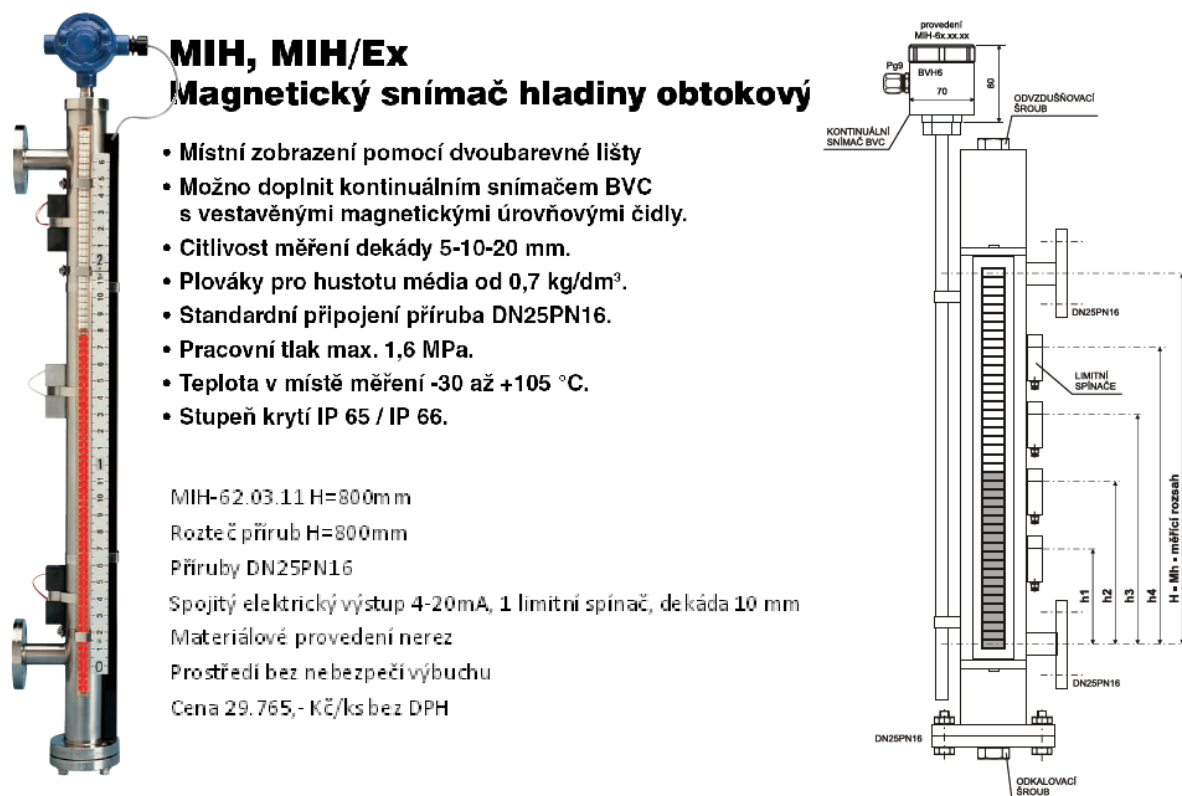
Přepočet 1mm na stupnici na množství objemu ve výtlačné nádobě:

$$délka = 1000 - 12 (2 \times \text{tloušťka stěny } 6\text{mm}) = 988\text{mm}$$

$$šířka = 600 - 12 (2 \times \text{tloušťka stěny } 6\text{mm}) = 588\text{mm}$$

$$1\text{mm na stupnici přibližně odpovídá objem: } V_{1\text{mm}} = 988 \times 588 = 580944\text{mm}^3 \quad (97)$$

U magnetického snímače není třeba ani uvažovat sekční ventily nátoku a výtoku, jelikož výtlačná nádoba se snadno vypustí do sací nádoby dvěma vypouštěcími ventily DN50. Připojení tedy pouze na přírubách.



obr. 13-3 Magnetický stavoznak [20]

Průtokoměr je navržen v souladu s výše uvedeným a nabídkou v příloze č. 2 a je uveden ve výkresové dokumentaci měřicí trati (příloha č. 8), seznam položek č. 3-12-D-KOW, položka č. 7.

Kolenový průtokoměr

Je měření zastaralé a do sestavy nebylo zakomponováno. Je zmíněno pouze jako další alternativa měření za pomoci diferenčního tlaku, je uvedeno jen v technologickém schématu 1-11-D-KOW, lze jej v případě potřeby snadno dodělat navařením nátrubků podle obr. 13-4 a provést měření tlakové difference k měření průtoku podle vztahu:

$$Q_v = \zeta_K S \sqrt{\frac{R}{2d_v} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\rho} \cdot \Delta}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (97)$$

Kde:

S je průtočná plocha v potrubí [m^2].

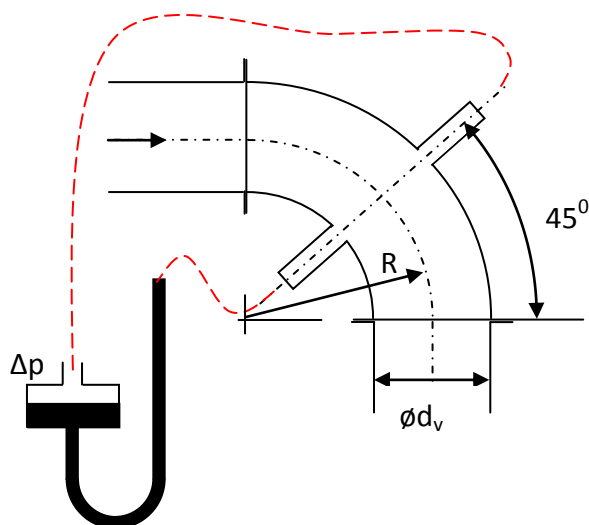
$\Delta p = p_1 - p_2$ je rozdíl tlaku mezi odběry na vnějším a vnitřním poloměru zakřivení [Pa].

R je střední poloměr zakřivení kolena [m].

d_v je vnitřní průměr potrubí [m].

g je tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] a ρ je hustota tekutiny (na vstupu) [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

C_k je průtokový součinitel, jehož hodnota závisí na poměru R/d_v a úhlu zakřivení kolena α_k . Pro R/d_v mezi 0,94 až 1,5 je $C_k = 1$.



obr. 13-4 Princip kolenového průtokoměru [14]

Takto provedené případné měření bude vykazovat velké odchylky a může sloužit pouze k orientačnímu měření. Diferenční tlak vyvolaný odstředivou silou je velmi malý [14], tedy navržená U-trubice pro clonové měření nebude dostatečně citlivým zařízením měření této difference, měl by pak být navržený citlivější snímač.

14 Cenová kalkulace pro realizaci měřící tratě

Poslední neznámou v celém návrhu zůstává ekonomické vyhodnocení celku, tedy celková cena za dodávku a zrealizování tohoto projektu. Ceny jednotlivých komponentů jsou převzaty jednak z cenových nabídek (příloha č. 2 až příloha č. 6), jednak z katalogových ceníků dodavatelů viz. [19] až [24]. Odhad ceny za realizaci díla je proveden na základě zkušeností autora (vedoucí realizace a cenový kalkulant průmyslových aplikací ve společnosti Kohut Třinec, s.r.o. v letech 2005 – 2011). Cena za dílo je uvedena v tab. 14-1.

Odhadovaná doba realizace je asi 6 týdnů na dodávku všech komponentů a 10 dní na samotnou realizaci i se zkouškami. Záruky a garance bývají standardně 2 roky na montážní a svářečské práce a 5 let na nátěry od předání díla objednateli. Komponenty 2 roky od dodání objednateli. Tyto náležitosti lze upravit v kupní smlouvě, případně smlouvě o dílo.

Nutno podotknout, že vzhledem k dynamickému vývoji cen je tato kalkulace současná (do července 2012) a orientační, s přísně nastavenými cenovými limity, tzn. že nepočítá s žádnou projekční a finanční rezervou.

Cenová kalkulace na: Dodávka a realizace měřicí tratě čerpadla v laboratoři G315 na VŠB - TUO	
MATERIÁL	CENA BEZ DPH
Odstředivé čerpadlo M1-LC 50-32-NVD-125-11-LC-020-09 + pohon + frekvenční měnič + další příslušenství	52 500,00 Kč
Ultrazvukový průtokoměr SONIOELIS SE 1ks	39 000,00 Kč
Magnetický stavoznak MIH-62.03.11 H=800mm 1ks	30 000,00 Kč
Ocelová konstrukce (U100, L50, P6,...) cca 300kg	7 200,00 Kč
DMP 331 110 Snímač relativního tlaku -50-0kPa 1ks	6 500,00 Kč
Plech hladký tl.6mm mat. S235 - 250kg	5 760,00 Kč
DMP 331 110 Snímač relativního tlaku 0-400kPa 1ks	4 900,00 Kč
Šoupátko přírubové krátké, DN50 PN16 HAWLE	3 700,00 Kč
Ventil V30 111 616 DN 50 AG 2ks	3 400,00 Kč
Lapač nečistot HAWLE DN50 PN16, bez manometru, typ A	3 260,00 Kč
Ventil V41 111 616 DN50 1ks	2 500,00 Kč
Drobný montážní materiál (šrouby, matice, podložky, chemická kotva, těsnící materiál,nátrubky,...)	2 400,00 Kč
Příruby DN50 PN16 11ks	1 650,00 Kč
U-trubice, rtuťová náplň, L = 455mm s ventilem	1 100,00 Kč
Svařovací materiál (elektroda EVB D2.5mm, D3.2mm)	960,00 Kč
Potrubí ocelové bezešvé hl. ø60,3 x 3,2mm - cca 3m	600,00 Kč
Manometr deformační 03312-S 05, 0-400kPa 1ks	500,00 Kč
Manometr deformační 03312-S 20, -60-0kPa 1ks	500,00 Kč
Kohout kulový, vodní, závit G1/2" DN15 typ 16/B 4ks	240,00 Kč
Kohout kulový, vodní, závit G1" DN25 typ 16/B 1ks	130,00 Kč
PRÁCE	
Montážní a svařčské práce - cca 260hod	70 200,00 Kč
Dokumentace skutečného provedení	18 000,00 Kč
Výroba clony	14 300,00 Kč
Diagnostika, seřízení a zprovoznění čerpadla	15 000,00 Kč
Tryskání + natěračské práce (i s barvou) do 10m ² plochy	7 800,00 Kč
CENA CELKEM BEZ DPH: 292 100,00 Kč	

tab. 14-1 Souhrnná cenová kalkulace

Do této ceny není zahrnuto zapojení dálkových snímačů po stránce elektrické, tedy napojení limitního spínače stavoznaku na „stop“ čerpadla a dále napojení snímačů tlaku, případně ultrazvukového průtokoměru na sběrnici dat.

15 Závěr

Z primárních úkolů nastíněných v úvodu, i z dalších vnikajících postupně v průběhu tvoření tohoto „mini projektu“, vyplynula snaha o stvoření návrhu měřicí tratě čerpadla tak, aby odpovídala na všechny potřebné otázky, jak potenciálnímu investorovi tohoto projektu, tak potenciálním dodavatelům (tedy realizátorovi). Zároveň je i kuchařkou provozovateli (tedy studentům) na provádění měření na cloně i ostatních měřidlech, a ukazuje jak z naměřených veličin určit parametry čerpadla.

Domnívám se, že na otázku, jak dalece byl návrh úspěšný, by nejlépe odpověděla realizace trati a pár provedených měření. Přesto může tato práce sloužit nejen jako návrh do laboratoře G315 na Vysoké škole báňské, technické univerzitě v Ostravě, ale i kdekoli jinde, kde by se chtěli zabývat měřením energetických charakteristik odstředivého čerpadla.

16 Literatura

- [1] Česká technická norma ČSN 75 5455, Výpočet vnitřních vodovodů, Český normalizační institut, červenec 2007
- [2] Česká technická norma ČSN EN 13480-3, Kovová průmyslová potrubí, konstrukce a výpočet, Český normalizační institut, listopad 2003
- [3] doc. Ing. Jaroslav Bláha, CSc., doc. Ing. Karel Brada, CSc., Hydraulické stroje I, Čerpadla, Ediční středisko ČVUT, Praha 1982, 128s.
- [4] Ing. Jan Leinveber, Ing. Pavel Vávra, Strojnické tabulky, třetí doplněné vydání, Albra – pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006, 906 s., ISBN 80-7361-033-7
- [5] Československá státní norma ČSN 42 5715, Trubky ocelové bezešvé tvářené za tepla – rozměry, Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, Praha, leden 1985
- [6] HAWLE ARMATURY, spol.s.r.o., Příruční katalog HAWLE, vodárenské armatury 2010, Hawle Armatury, červenec 2010
- [7] Anonym, Poznámky z přednášek k předmětu „Energetické stroje“ přednášené doc. Ing. Kamilem Kolarčíkem, CSc, OSTRAVA 2009
- [8] Projekt OP RLZ Opštření 3.1-0205, Stavba a provoz strojů 1, potrubí a armatury, distanční text, CEPAC MORAVA 2007, 29s
- [9] Daniel Valošek a kol., Metodika konstruování v oboru (návody do cvičení), Projekt Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu č. CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, 88s.
- [10] Průmyslové armatury AVIMEX Hranice spol. s.r.o.,
<http://www.avimex.cz/cz/schema_oznaceni_armatur.php>
- [11] Anonym, Poznámky z přednášek k předmětu „ provoz a měření v energetice“ přednášené doc. Ing. Bohumír Čech, CSc, OSTRAVA 2008
- [12] http://www.e-automatizace.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_deformacni_tlakomery.htm
- [13] Prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc, Prof. Ing. Pavel Štáva,CSc, Mechanika tekutin, 1. vydání VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2002, 125s., ISBN 80-248-0038-1
- [14] Stanislav Ďaďo, Ludvík Bejček, Antonín Plašil, Měření průtoku a výšky hladiny, 1. vydání, BEN - technická literatura, Praha 2005, 447s, ISBN 80-7300-156-X
- [15] Jenčík, J., Principy měření průtoku a množství tekutin. Automa, 2/2002
- [16] Česká technická norma ČSN EN ISO 5167-1 Měření průtoku pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu – Část 1, obecné principy a požadavky, Český normalizační institut, Listopad 2003

- [17] Česká technická norma ČSN EN ISO 5167-2 Měření průtoku pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu – Část 2, Clony, Český normalizační institut, Listopad 2003
- [18] Bau, H.H., de ROOIJ, N.F., KLOECK, B., Sensors a Comprehensive Survey, Vol.7, Mechanical Sensors, VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim, 1994
- [19] VITRUM Praha, spol. s r.o., <http://www.vitrum.cz/manometry_k48.html>
- [20] JSP, s.r.o. - Měření a regulace, <<http://www.jsp.cz/cz/sortiment/>>
- [21] HAWLE ARMATURY spol. s r.o., <<http://www.hawle.cz/pricelist/>>
- [22] PARADOX STEEL, s.r.o., <<http://www.trubky.eu/sklad.php>>
- [23] Gems™ Sensors & Controls, <<http://www.gemssensors.com/>>
- [24] ArcelorMittal Ostrava a.s. <<http://www.arcelormittal.com/ostrava/pdf/Ocelove-otevrene-profil-y-cz.pdf>>

17 Seznam obrázků

- obr. 1-1 Kinematické poměry oběžného kola
- obr. 2-1 Schéma systému potrubní řád – čerpadlo
- obr. 2-2 Případy charakteristiky potrubí
- obr. 4-1 Tloušťka stěny použitelná pro průměr trubky i oblouky
- obr. 5-1 Schéma označování armatur
- obr. 5-2 Kulový kohout uzavírací, závitový
- obr. 5-3 Schéma šoupátka
- obr. 5-4 Schéma regulačního ventilu
- obr. 5-5 Průtočné charakteristiky regulačního ventilu
- obr. 6-1 Graficky znázorněná různá vyjádření tlaku
- obr. 6-2 Deformační členy
- obr. 6-3 Trubicový tlakoměr, uspořádání přístroje
- obr. 6-4 Piezoelektrický snímač tlaku
- obr. 6-5 U-trubice pro měření diferenčního tlaku
- obr. 6-6 Clonové měření s přírubovým odběrem před a za primárním prvkem (J a Z)
- obr. 6-7 Normalizovaný clonový kotouč
- obr. 6-8 Vzdálenosti odběru tlaku s přírubovými clonami
- obr. 6-9 Princip ultrazvukového senzoru průtoku
- obr. 6-10 Nádrž s průhledítky a stavoznak
- obr. 6-11 Princip činnosti magnetického stavoznaku
- obr. 7-1 Návrh rozměrů sací a akumulární nádoby
- obr. 9-1 Schéma sací větve měřicí trati
- obr. 9-2 Průběh tlakových ztrát šoupátka Hawle
- obr. 9-3 Stanovení součinitele tření

obr. 10-1	Hodnoty součinitele průtoku v závislosti na změřeném Δp
obr. 10-2	Tlakové ztráty clony v závislosti na objemovém průtoku Q_v
obr. 11-1	Odporová charakteristika navrhované poloprovozní měřicí trati
obr. 12-1	Čerpadlo v měřicí trati a provozní body při 100% a 50% otevřeném výtlaku
obr. 12-2	Čerpadlo v měřicí trati a provozní body v $P - Q$ diagramu při 100% a 50% otevřeném výtlaku
obr. 12-3	Čerpadlo v měřicí trati a provozní body v $\eta - Q$ diagramu při 100% a 50% otevřeném výtlaku
obr. 13-1	U-trubice rtuťová se stupnicí a kohoutem na plechové desce
obr. 13-2	Ultrazvukový průtokoměr
obr. 13-3	Magnetický stavoznak
obr. 13-4	Princip kolenového průtokoměru

18 Seznam tabulek

tab. 3-1	Hydraulická drsnost vnitřních stěn potrubí
tab. 3-2	Vybrané hodnoty součinitele místního odporu
tab. 4-1	Doporučené hodnoty rychlosti médií v potrubí
tab. 6-1	Hustoty základních tlakoměrných kapalin
tab. 6-2	Použitelnost základních typů průtokoměrů
tab. 6-3	Minimální hodnota drsnosti
tab. 6-4	Maximální hodnota drsnosti
tab. 6-5	Požadované přímé délky mezi clonami a tvarovkami bez usměrňovačů proudění
tab. 10-1	Hodnoty součinitele průtoku pro navrhovaný případ clony
tab. 14-1	Souhrnná cenová kalkulace

19 Seznam příloh

- Příloha č. 1, Tabulky součinitelů průtoku C pro clony s přírubovými odběry
- Příloha č. 2, Cenová nabídka JSP Z727252, poptávka 05/2012/KOW
- Příloha č. 3, Cenová nabídka Hawle, poptávka 06/2012/KOW
- Příloha č. 4, Cenová nabídka Armatury Group, poptávka 04/2012/KOW
- Příloha č. 5, Cenová nabídka Avimex Hranice, spol. s.r.o., poptávka 04/2012/KOW
- Příloha č. 6, Cenová nabídka čerpadel podle poptaných charakteristik - DOOS, s.r.o., poptávka 07/2012/KOW
- Příloha č. 7, Výpočet tlakových ztrát, průtokový součinitel, provozní bod čerpadla a λ .
- Pozn: tato příloha je pouze v elektronické podobě (na CD), jelikož výpočty by v tištěné formě byly nepřehledné a neměly smysl.***
- Příloha č. 8, Výkresová dokumentace měřicí trati, soubor ES-KOW-DP v zadní kapse diplomové práce